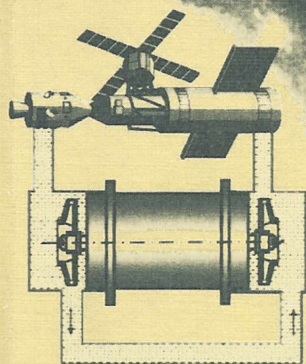




А.В. БОБКОВ

**ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ
СИСТЕМ ТЕРМОРЕГУЛИРОВАНИЯ
КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ**

Министерство образования Российской Федерации
Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет

А.В.БОБКОВ

**Центробежные насосы
систем терморегулирования
космических аппаратов**



Владивосток
Дальнаука
2003

УДК 621.671: 629.78.05

Бобков А.В. Центробежные насосы систем терморегулирования космических аппаратов: / Владивосток: Дальнаука, 2003. 217 с. ISBN 5-8044-0316-8.

Рассмотрены вопросы оптимизации проточных форм центробежных насосов систем терморегулирования космических аппаратов. Обобщены результаты теоретических и экспериментальных исследований влияния факторов малорасходности и малоразмерности на энергетические параметры центробежных насосов. Проведена оценка метода повышения энергетической эффективности рабочего процесса с помощью управления структурой потока в рабочем колесе. Рассмотрены основные конструктивные приёмы, используемые в практике проектирования центробежных электронасосных агрегатов систем терморегулирования космических аппаратов.

Монография предназначена для инженерно-технических работников, специализирующихся в области исследований и проектирования энергетических систем и оборудования космического назначения.

Ил. 125, табл. 38, библи. 67.

Ключевые слова: центробежный насос, космический аппарат, система терморегулирования, теплоноситель, электронасосный агрегат.

Ответственный редактор д-р техн. наук Б.В. Овсянников

Рецензент д-р техн. наук, профессор А.И. Хаустов

Утверждено к печати Ученым советом КНАГТУ

ISBN 5-8044-0316-8.

© Бобков А.В., 2003 г.

© Дальнаука, 2003 г.

ВВЕДЕНИЕ

Развитие аэрокосмической техники привело к появлению в ней большого класса миниатюрных энергетических систем, не уступающих по своей эффективности аналогам наземного базирования, но значительно превосходящим последние по удельным массогабаритным параметрам. Одной из них является система терморегулирования (СТР), предназначенная для поддержания заданного температурного режима в обслуживаемых отсеках летательных аппаратов (ЛА).

Основными электромеханическими устройствами активных жидкостных СТР являются центробежные электронасосы малой мощности ($N \leq 300$ Вт), обеспечивающие циркуляцию жидкого теплоносителя по замкнутым контурам системы. Приводами насосов СТР служат бесконтактные электродвигатели с числом оборотов вала $(3 \dots 10) \cdot 10^3$ об/мин и высоким ресурсом эксплуатации.

В балансе энергопотребления электромеханическими устройствами космических аппаратов (КА) на центробежные насосы приходится заметная часть электрической мощности. В системах терморегулирования орбитальной станции (ОС) "Мир", например, было установлено свыше тридцати центробежных насосов, с суммарной мощностью около одного кВт. Повышение энергетической эффективности работы насосов СТР является актуальной проблемой, относящейся к самому многочисленному и энергоёмкому классу электромеханических устройств современных КА.

По своим параметрам центробежные насосы СТР относятся к классу малоразмерных и малорасходных электронагнетателей. Для согласования гидравлических характеристик насосов и циркуляционных трактов СТР разработчики вынуждены осуществлять процесс миниатюризации конструкции. При указанных числах оборотов требуемый напор обеспечивается рабочим колесом (РК) центробежного насоса с диаметром D_2 , не превышающим $50 \cdot 10^{-3}$ м.

В области исследования и проектирования лопаточных машин можно отметить не очень много работ, касающихся вопросов создания малоразмерных электронагнетателей. Анализ имеющихся теоретических и экспериментальных материалов позволяет определить основные проблемы миниатюризации:

- организация рабочего процесса с приемлемой энергетической эффективностью;

- изготовление элементов конструкции с большой степенью точности;

- разработка экспериментальных методов исследования течений во вращающихся малоразмерных каналах.

При проектировании центробежных насосов СТР нередко пользуются схемами расчета, разработанными для общепромышленных или высокооборотных насосов. Существует значительное несоответствие между базовыми теоретическими предпосылками, лежащими в основе этих расчетов, и действительной картиной течения в проточной части насосов СТР. Основные геометрические параметры выбирают из довольно широкого диапазона значений, рекомендуемых практикой насосостроения. ДООптимизация проточной части насосов СТР происходит, как правило, при доводке, на основе трудоёмких испытаний, конкретных конструкций.

Гидродинамика малорасходных центробежных насосов (МЦН) отличается значительным возрастанием роли сил вязкостного трения в потоке, т.к. течение в МЦН характеризуется пониженными значениями местных чисел Рейнольдса. Снижение Re сопровождается деформацией поля скоростей и ростом относительной толщины пограничного слоя. В рамках совершенствования проточных форм МЦН отмеченным особенностям гидродинамики приходится уделять повышенное внимание, изучая процессы формирования пространственного течения в каналах насоса и, в частности, в межлопаточных каналах рабочего колеса.

Специфика рассматриваемого класса центробежных насосов обусловила содержание основных разделов работы.

В предлагаемом материале проведена аналитическая оценка влияния малорасходности и малоразмерности центробежного насоса на его энергетические параметры.

В рамках исследования структуры потока в каналах РК МЦН осуществлена визуализация течения в поверхностном слое вдоль ограничивающих дисков РК. Исследована эволюция основных энергоэнергетических зон потока. Уточнена модель течения в РК. Сформулированы условия оптимизации проточной формы каналов рабочего колеса.

В качестве актуальной рассмотрена задача повышения эффективности рабочего процесса путём управления структурой потока в проточной части МЦН. Анализ традиционных методов управления

структурой потока и собственные исследования особенностей гидродинамики МЦН позволили сделать вывод о целесообразности деформации полей скоростей и давлений потока в каналах МЦН, в частности РК, с помощью специальных устройств - выравнивающих перегородок (ВП). Установка ВП позволяет увеличить напор насоса при неизменной угловой частоте вращения ротора.

Уточнение модели течения, предлагаемая схема оптимизации проточных форм и вариант управления структурой потока в каналах РК центробежных насосов СТР направлены на повышение энергетической эффективности этих устройств, являющихся базовыми элементами систем терморегулирования КА.

Работы по данной тематике были начаты в Сибирском государственном аэрокосмическом университете (СГАУ, г. Красноярск) и в Московском авиационном институте (Государственном техническом университете) (МАИ), а затем продолжены в Комсомольском-на-Амуре государственном техническом университете (КНАГТУ).

При описании технических решений в области проектирования электронасосных агрегатов СТР КА использованы публикации ведущих специалистов ОАО «Ракетно-космическая корпорация "Энергия" им. С.П.Королёва» и ФГУП "Научно-производственное объединение прикладной механики им. академика М.Ф.Решетнёва" (НПО прикладной механики, г.Железногорск Красноярского края).

Автор выражает благодарность д-ру техн. наук, проф. М.В. Краеву за большой вклад в дело организации и развёртывания экспериментальных работ по данной тематике, а также коллегам – сотрудникам СГАУ, работавшим под его руководством в области малорасходных систем аэрокосмического назначения и принимавших участие в создании экспериментальной базы исследований.

Автор выражает глубокую благодарность научному редактору этого издания д-ру техн. наук, проф. Овсянникову Б.В., а также искреннюю признательность рецензенту д-ру техн. наук, проф. Хаустову А.И.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

b	– ширина лопатки, меридионального сечения
c	– абсолютная скорость, теплоёмкость
D, d	– диаметр
Eu	– критерий Эйлера
F	– площадь сечения
Fr	– число Фруда
h	– высота зоны вторичного течения
$\bar{H}$	– коэффициент напора
i	– угол атаки
k	– абсолютная шероховатость, коэффициент
L	– длина элемента конструкции, потери энергии, работа
m	– масса
$\dot{m}$	– массовый расход
M	– момент
n	– число оборотов, показатель степени
N	– мощность
n_s	– коэффициент быстроходности
p	– статическое давление
p^*	– полное давление
q	– расходный параметр
R, r	– радиус
Re	– число Рейнольдса
s	– траектория течения
t	– шаг вдоль окружности, температура
u	– окружная скорость
v	– скорость
V	– объём
$\dot{V}$	– объёмный расход
$w,$	– относительная скорость
W	
z	– число лопаток
α	– угол атаки, угол поворота колена
β	– угол наклона лопатки
η	– коэффициент полезного действия
φ	– угловая величина
λ	– коэффициент масштабирования, коэффициент, характери-

	зующий потери на трение
μ	— коэффициент расхода
ν	— коэффициент кинематической вязкости
ρ	— плотность рабочего тела
θ	— угол отклонения линий тока
δ	— толщина слоя, толщина лопатки
τ	— время, касательное напряжение
Δ	— разность значений, зазор, отклонение параметра
ω	— угловая частота вращения
ζ	— суммарный коэффициент потерь
ψ	— коэффициент стеснения потока
ξ	— коэффициент, характеризующий потери

ИНДЕКСЫ

в	— вал
вих	— указывает на принадлежность к вихрю
р	
вн	— внутренний
вт	— втулка, вторичное
вы	— указывает на выходное сечение канала
х	
г	— гидравлический
гс	— гидравлическое сопротивление
д	— диск, диспропорциональный
дш	— дроссельная шайба
з	— затраченная (мощность)
к	— канал, колесо
кор	— кориолисова
кр	— критический, кривизна
л	— лопаточный, ламинарный
м	— малоразмерный, механический, местный
мо	— модельный
д	
н	— насос начальный
нат	— натуральный
ос	— осевой

отв	—	отвод
п	—	полноразмерный
по	—	подвод
д		
пот	—	потери
пре	—	предельный
д		
р	—	расходный, расчётный, решётка
рас	—	расширение
ш		
рт	—	расходное течение
с	—	сопротивление, указывает на коллинеарность скоростей
см	—	смыкание
соп	—	сопротивление
р		
ср	—	средний
ст	—	статический
т	—	теоретический, течение, теплоноситель, тепловой, трубопровод
тр	—	трение
уп	—	уплотнение
л		
ут	—	утечка
я	—	ядро
ω	—	указывает на масштабирование угловой частоты вращения
ρ	—	указывает на масштабирование плотности
σ	—	указывает на принадлежность к пограничному слою
Σ	—	суммарный
∞	—	бесконечное число лопаток, указывает на принадлежность к потенциальной части потока
$\bar{}$	—	приведённая величина (над основным символом)
$\rightarrow$	—	векторная величина (над основным символом)
b	—	указывает на принадлежность к меридиональной плоскости
m	—	меридиональное направление
R	—	указывает на принадлежность к радиально-окружной плоскости
r	—	радиальное направление
s	—	указывает направление вдоль оси OS

- u – окружное направление
- w – относительное направление
- x – указывает направление вдоль оси OX
- y – указывает направление вдоль оси OY
- z – указывает направление вдоль оси OZ, указывает на влияние лопаток, указывает на шероховатость поверхности
- 0 – вход в рабочее колесо, начальный, невозмущённый поток, поверхностный слой
- 1 – сечение при входе на лопатки рабочего колеса
- 2 – сечение на выходе из рабочего колеса
- 3 – сечение на входе в сборник отводящего устройства насоса

ОСНОВНЫЕ ПРИВЕДЁННЫЕ ВЕЛИЧИНЫ

- $\bar{b}_2$ – относительная ширина межлопаточных каналов на выходе, $\bar{b}_2 = b_2/D_2$
- $\bar{D}_1$ – относительный диаметр рабочего колеса, $\bar{D}_1 = D_1/D_2$
- $\bar{F}$ – геометрическая степень диффузорности канала, $\bar{F} = F_2/F_1$

ОСНОВНЫЕ СОКРАЩЕНИЯ

- ВУ – выравнивающее устройство
- ВП – выравнивающая перегородка
- ГТД – газотурбинный двигатель
- ГДРУ – гидродинамическое радиальное уплотнение
- ЖРД – жидкостный ракетный двигатель
- КА – космический аппарат
- Кпд – коэффициент полезного действия
- ЛА – летательный аппарат
- МРК – малоразмерное рабочее колесо
- МЦН – малорасходный центробежный насос
- ОК – орбитальный корабль
- ОС – орбитальная станция
- РК – рабочее колесо
- СТР – система терморегулирования
- ЭНА – электронасосный агрегат

ГЛАВА 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О РАБОТЕ СИСТЕМ ТЕРМОРЕГУЛИРОВАНИЯ

1.1. Классификация СТР

Бортовые системы терморегулирования (СТР) космических и авиационных летательных аппаратов (ЛА) предназначены для обеспечения приемлемых температурных режимов функционирования оборудования и элементов конструкции.

Внешнее тепловое воздействие на космический аппарат от радиационных потоков Солнца и Земли составляет $(140...420) \text{ Вт/м}^2$ площади миделя аппарата. Температура освещённой стороны поверхности корпуса аппарата может подняться до $+60^\circ\text{C}$, а температура неосвещённой стороны поверхности может снизиться до -80°C . В герметичном внутреннем отсеке КА происходит выделение тепловой энергии от работающего оборудования и экипажа. В течение суток суммарное значение тепловой энергии изменяется от нескольких сотен ватт до нескольких киловатт.

Находясь в условиях динамичных по времени подводов и отводов тепла, СТР призвана уравнивать тепловые потоки и поддерживать заданную температуру, распределяя тепловую энергию между элементами конструкции, атмосферой обитаемой зоны и окружающим пространством.

Системы терморегулирования делятся по назначению на основные и аварийные, по зонам обслуживания на общие, автономные и локальные, по количеству контуров циркуляции теплоносителей на одноконтурные и многоконтурные и по способу передачи тепла из внутреннего объема ЛА в окружающее пространство на испарительные, радиационные и комбинированные [25, 31, 36]. В испарительных СТР тепло отводится за счёт испарения жидкого охладителя, пары которого выбрасываются за борт ЛА, в радиационных – путём излучения с внешней поверхности радиатора.

По способу организации циркуляции теплоносителя СТР делят на пассивные и активные. В пассивных СТР циркуляция теплоносителя по контуру системы осуществляется за счёт свободной конвекции теплоносителя, нагретые слои которого, поднимаясь к верхней части термостатируемой полости, соприкасаются там со специально установленной теплообменной поверхностью. Охлаждаясь, теплоно-

ситель опускается вниз, совершая, таким образом, циркуляцию за счёт естественной конвекции. Подобная циркуляция возможна только при работе СТР в поле действия сил земного притяжения и применяется на авиационных ЛА. С целью повышения эффективности пассивного терморегулирования используют следующие приёмы:

- целесообразное расположение оборудования и поглощение тепла, выделяемого внутри ЛА, самими приборами, элементами конструкции, компонентами топлива и специальными теплопоглощителями;
- создание теплопередающих "мостов" в местах крепления приборов;
- теплоизоляция ЛА;
- применение экранирующих поверхностей от солнечной радиации;
- применение покрытий или соответствующей обработки и окраски участков внешней поверхности;
- выбор формы и ориентации аппарата в целом.

Работа активных жидкостных СТР построена на принципе принудительной циркуляции теплоносителя, обеспечиваемой малоразмерными гидравлическими насосами.

Принудительная циркуляция существенно увеличивает скорость движения теплоносителя, обеспечивает более равномерное течение теплоносителя по охлаждающему тракту. Благодаря лучшему смачиванию жидким теплоносителем всей поверхности циркуляционного тракта значительно повышается эффективность теплопередачи от жидкости к стенке и наоборот. При насосно-циркуляционном способе разность температур между охлаждаемой поверхностью и температурой теплоносителя меньше, чем при пассивной циркуляции, на $(3...9)^{\circ}\text{C}$, [18].

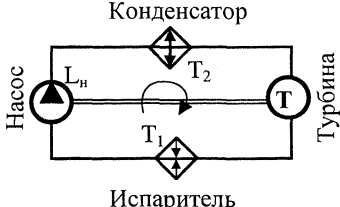
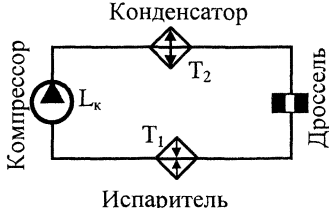
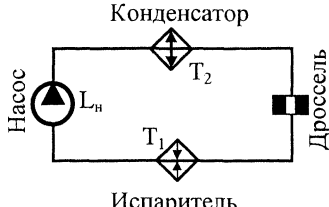
В маломощных СТР фазовое состояние теплоносителя в процессе циркуляции по тракту остаётся неизменным – жидким. СТР с однофазным жидким теплоносителем применяют, в частности, в лёгких спутниках связи, в состав которых входят относительно небольшие ретрансляционные антенны (диаметром до 2 м), маломощные передатчики (мощностью $(2...20)$ Вт на один канал) и первичные источники электроэнергии мощностью до 1 кВт. Непрерывная циркуляция теплоносителя в тракте СТР с помощью насоса, полезной мощностью всего $(7...40)$ Вт, позволяет поддерживать оптимальный температур-

ный режим аппарата.

Повышение выходной мощности бортового ретранслятора свыше 5 кВт требует применения первичного источника электроэнергии мощностью более 15 кВт [24]. Это приводит к значительному росту тепловой нагрузки СТР и необходимости интенсификации теплообменных процессов в циркуляционном тракте, например с помощью изменения фазового состояния теплоносителя в режиме "жидкость-газ-жидкость". В табл. 1.1 представлена классификация двухфазных систем терморегулирования по типу термодинамического цикла системы. При обеспечении циркуляции теплоносителя насосом, а не компрессором или турбонасосным агрегатом, полезная работа цикла

Таблица 1.1

Классификация двухфазных систем терморегулирования

Термодинамический цикл		Схема контура системы	
ПРЯМОЙ			
• перепад температур	$T_1 > T_2$		
• работа нагнетателя	L_n		
<i>Тепловой баланс</i>			
• подводимое тепло	Q		
• отводимое тепло	Q		
ОБРАТНЫЙ			
• перепад температур	$T_1 < T_2$		
• работа нагнетателя	L_k		
<i>Тепловой баланс</i>			
• подводимое тепло	Q		
• отводимое тепло	$Q + L_k$		
ПОЛЕЗНАЯ РАБОТА ЦИКЛА ОТСУТСТВУЕТ			
• перепад температур	$T_1 > T_2$		
• работа нагнетателя	L_n		
<i>Тепловой баланс</i>			
• подводимое тепло	Q		
• отводимое тепло	$Q + L_n$		

не производится, а подводимая к насосу энергия L_n меньше работы компрессора L_k , используемого при реализации обратного термодинамического цикла.

В однофазных СТР организуют, как правило, несколько гидравлически несвязанных между собой контуров: внешних и внутренних (рис. 1.1). Контур, размещаемый с внешней стороны КА, обеспечивают циркуляцию теплоносителя через радиаторы, излучающие тепло в окружающее пространство. Внутренние контуры отбирают тепло от охлаждаемых источников. Теплообмен между контурами осуществляется в жидкостно-жидкостных теплообменниках.

На рис. 1.2 представлена принципиальная гидравлическая схема СТР орбитального корабля (ОК) "Буран" [38].

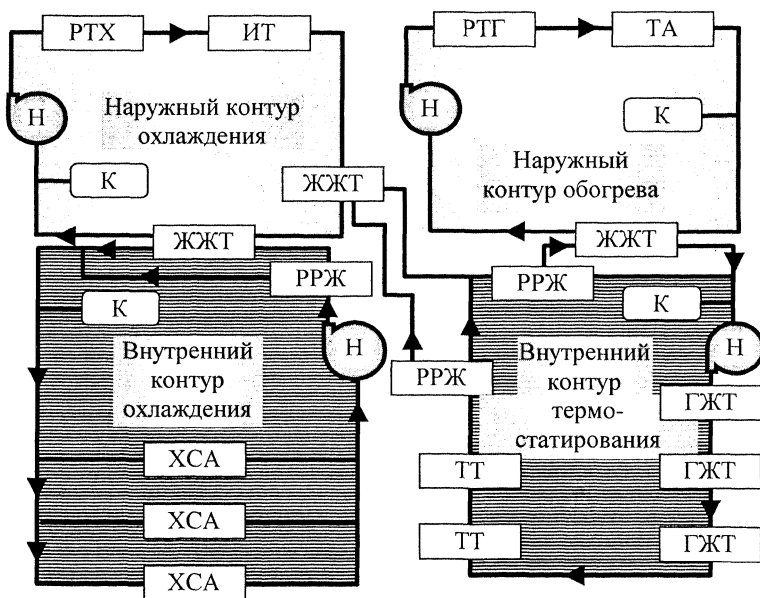


Рис. 1.1. Структурная схема 4-контурной системы терморегулирования [25]:

РТХ – радиационный теплообменник холодный; *ИТ* – испарительный теплообменник; *Н* – насос; *К* – компенсатор; *ЖЖТ* – жидкостно-жидкостный теплообменник; *РРЖ* – регулятор расхода жидкости; *ХСА* – холодильно-сушильный аппарат; *РТГ* – радиационный теплообменник горячий; *ТА* – тепловой аккумулятор; *ГЖТ* – газожидкостный теплообменник; *ТТ* – теплообменник термостатирования

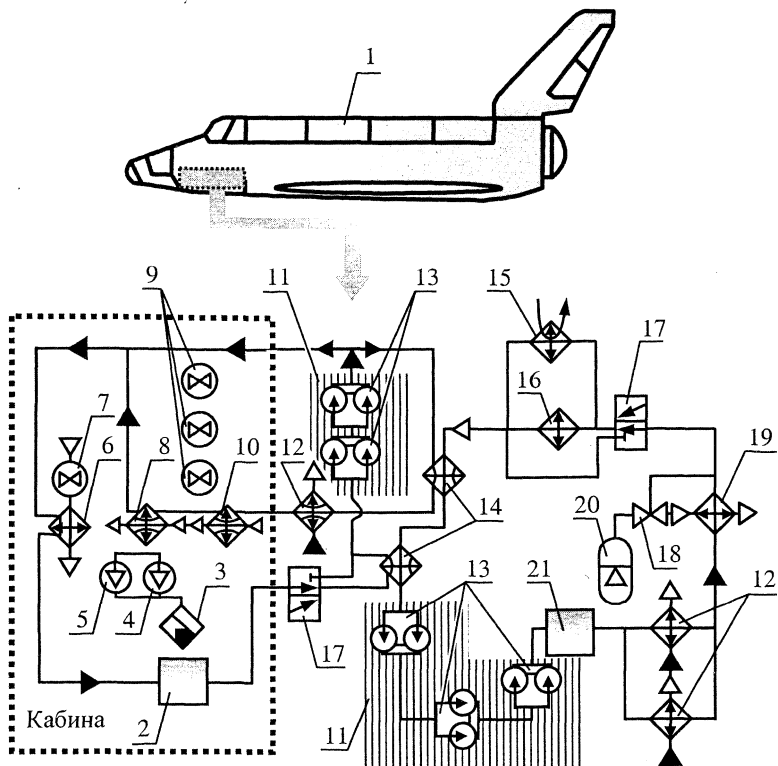


Рис. 1.2. Система терморегулирования ОК "Буран":

1 – ОК "Буран"; 2 – приборно-агрегатное оборудование кабины; 3 – сборник конденсата; 4 – ручной насос; 5 – насосно-компрессорный механизм; 6 – газожидкостный теплообменник; 7 – вентилятор с пылефильтром; 8 – холодильно-сушильный агрегат; 9 – локальные вентиляторы; 10 – холодильно-сушильный агрегат скафандра; 11 – участок нагнетания; 12 – водяной испаритель; 13 – блоки насосов; 14 – жидкостно-жидкостные теплообменники связи; 15 – жидкостно-жидкостный теплообменник наземных режимов; 16 – радиационный теплообменник; 17 – кран-регулятор; 18 – клапан подачи аммиака; 19 – аммиачный испаритель; 20 – емкость для хранения аммиака; 21 – приборно-агрегатное оборудование фюзеляжа

В систему входят два внутренних и два наружных контура. Внутренние контуры обеспечивают температурно-влажностный режим воздуха в кабине и термостатирование приборно-агрегатного оборудования (поз. 2), установленного в кабине и на ее корпусе, а наружные контуры – термостатирование приборно-агрегатного оборудования (поз. 21), установленного в фюзеляже планера, и отвод тепловой нагрузки. Из внутреннего контура через теплообменники связи (поз. 14) тепло передается в наружный контур, а затем сбрасывается в окружающее пространство. Теплоносителем во внутренних контурах служит ЛЗ-ТК-5, в наружных – кремнийорганическая жидкость ПМС-1.5 р. Каждый контур представляет собой замкнутую магистраль, в которой на участках нагнетания (поз. 11) при помощи насосов осуществляется циркуляция теплоносителя с заданным расходом.

Во внутреннем контуре последовательно размещены два, а в наружном три блока насосов (поз. 13). Каждый блок состоит из двух параллельно установленных насосов (один из них находится в резерве на случай отказа основного).

СТР ОК обеспечивает регулирование температуры воздуха в кабине с номиналами $+18^{\circ}\text{C}$, $+21^{\circ}\text{C}$, $+24^{\circ}\text{C}$, выбираемыми экипажем подачей команды. Автоматически обеспечивается регулирование температуры теплоносителя наружного контура на выходе из радиационных теплообменников со значениями -10°C , -2°C , $+1^{\circ}\text{C}$, $+4^{\circ}\text{C}$ и $+7^{\circ}\text{C}$.

В авиационных ЛА активные жидкостные СТР применяют при тепловыделении охлаждаемого оборудования, превышающем 1 кВт тепловой мощности. Система выполняется, как правило, двухконтурной. Наружный контур может быть воздушным или жидкостным. В первом случае вторичным теплоносителем является воздух, во втором авиационное топливо.

Миниатюрные активные жидкостные СТР используются в автономных ранцевых системах жизнеобеспечения космических скафандров, рис. 1.3. В их состав входит герметический костюм водяного охлаждения (поз. 3) в виде трикотажного комбинезона с размещенными на нем эластичными трубками (поз. 4) из поливинилхлорида диаметром $(3...5) \cdot 10^{-3}$ м, общей протяжённостью около 100 м, по которым циркулирует вода. Трубки через коллекторы, шланги (поз.5) и гидро-разъёмы связаны с жидкостным контуром СТР.

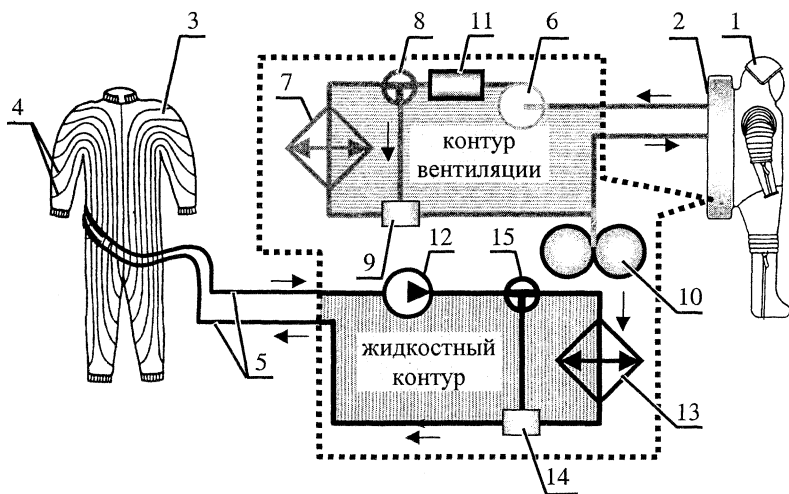


Рис. 1.3. Структурная пневмогидравлическая схема системы жизнеобеспечения скафандра:

- 1 – скафандр; 2 – ранец; 3 – костюм жидкостного охлаждения;
 4 – охлаждающие трубки; 5 – шланги подвода и отвода воды;
 6 – вентилятор; 7 – теплообменник газового контура; 8 – регулятор контура вентиляции; 9 – датчик расхода газа; 10 – система подачи кислорода;
 11 – система регенерации воздуха; 12 – насос; 13 – теплообменник водяного контура; 14 – датчик расхода воды; 15 – регулятор расхода воды

Температура воды на входе в костюм поддерживается на уровне 10–12° С. Насос (поз. 12) обеспечивает расход воды в системе охлаждения в диапазоне 1,5–2 л/мин. В состоянии покоя космонавты в возрасте 20–40 лет, весом 70 кг и ростом 170 см выделяют до 105 Вт тепловой энергии. СТР скафандра обеспечивает теплоотвод 400–500 ккал/ч в течение четырех часов работы. Кроме того, в состав автономной ранцевой системы жизнеобеспечения космонавта входят системы вентиляции и регенерации газа, подачи кислорода, а также управления. Элементы систем размещаются в ранце (поз. 2), расположенном за спиной космонавта. Циркуляция газа в скафандре обеспечивается работой вентилятора (поз. 6).

СТР с активной циркуляцией теплоносителя представляет собой сложную совокупность пневмогидравлических, электромеханических и электрических устройств, суммарная масса элементов которой составляет заметную долю в общей массе энергосистем КА. В качестве

примера на рис. 1.4 представлена диаграмма распределения удельной массы отдельных систем орбитальной станции, построенная по данным [58] (удельная масса равна отношению массы системы к массе всей ОС). В трёх модулях – обслуживания, пилотируемого и автономного – удельная масса СТР составляет около 0.08...0.1 единиц. Снижение массы элементов СТР за счёт применения новых материалов и повышения энергетической эффективности её элементов является одной из актуальных проблем дальнейшего совершенствования систем терморегулирования КА.

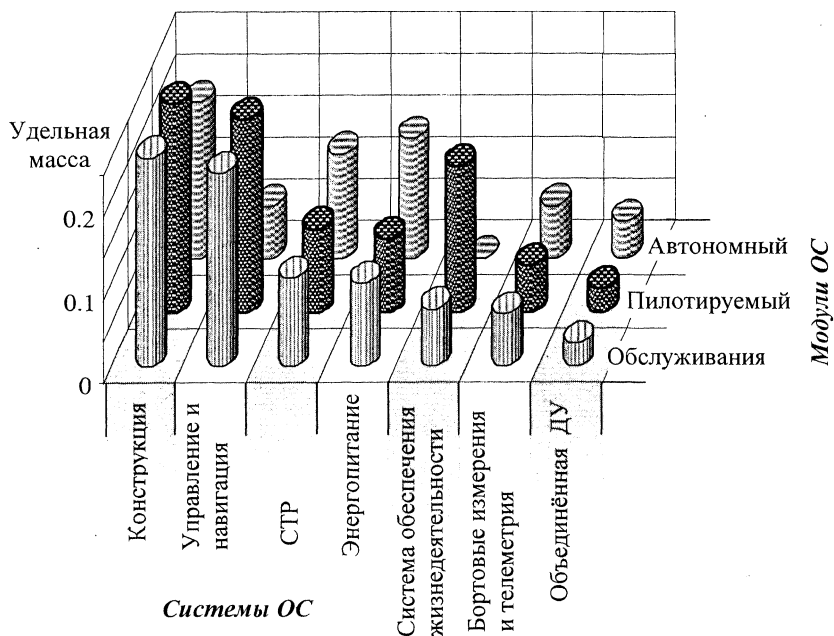


Рис. 1.4. Удельная масса систем и элементов конструкции в составе модулей орбитальной станции (ОС)

1.2. Выбор насоса для СТР

Важнейшим элементом активных СТР являются гидравлические насосы, обеспечивающие циркуляцию теплоносителя по замкнутым

контурам системы.

Энергетические параметры насосов зависят от мощности СТР, гидравлической схемы циркуляционного тракта и типа теплоносителя.

Общие требования, предъявляемые к насосам системы терморегулирования, являются типовыми по отношению к устройствам аэрокосмического назначения. К ним относятся:

- большой ресурс непрерывной работы, исчисляемый десятками тысяч часов;
- малые габариты конструкции;
- высокая удельная мощность, т.е. мощность, приходящаяся на единицу массы конструкции насоса;
- экономичность работы (кпд агрегата);
- отсутствие ограничений на тип применяемого теплоносителя;
- простота конструкции и технологичность изготовления;
- возможность создания унифицированного по типоразмерам ряда конструкций.

Данным требованиям отвечает ограниченное число типов насосов: лопаточные – центробежные и вихревые, насосы трения – дисковые [37]. Они допускают применение высокооборотных, по общепромышленным меркам, электроприводов, что способствует уменьшению размеров конструкции в радиально-окружной плоскости. Их миниатюризация обеспечивает возможность согласования расчётных режимов работы с гидравлическими характеристиками циркуляционных СТР. В диапазоне $n = (3...10) \cdot 10^3$ об/мин наружный диаметр рабочих колёс D_2 уменьшается до $50 \cdot 10^{-3}$ м и менее.

Несмотря на уменьшение размеров насосов, которое как правило, снижает эффективность процесса передачи энергии, эффект "малорасходности" указанных видов насосов не приводит к резкому понижению их энергетической эффективности.

Из-за недостаточно широкого диапазона оптимальной работы, характеризуемого величиной коэффициента быстроходности n_s , вихревые и дисковые насосы находят ограниченное применение в СТР. С увеличением числа оборотов до $n = 10\,000$ об/мин область центробежных насосов на поле потребных режимов СТР становится доминирующей, рис. 1.5.

В КА с небольшим ресурсом работы и при необходимости реверсирования потока в тракте СТР применяются шестерённые

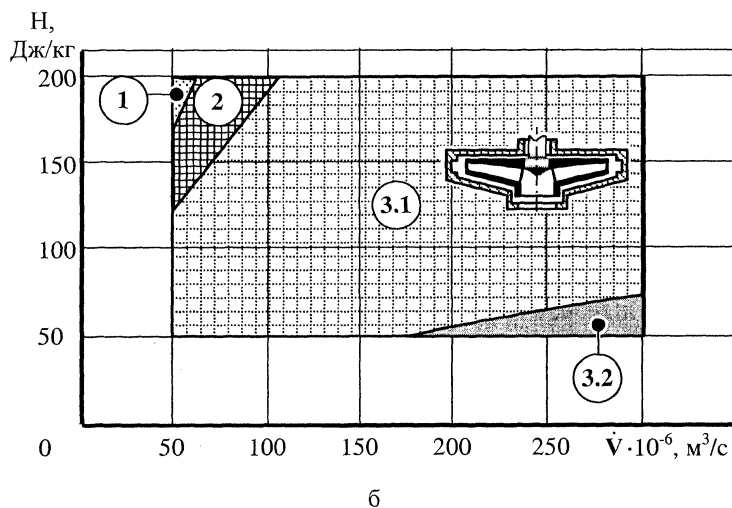
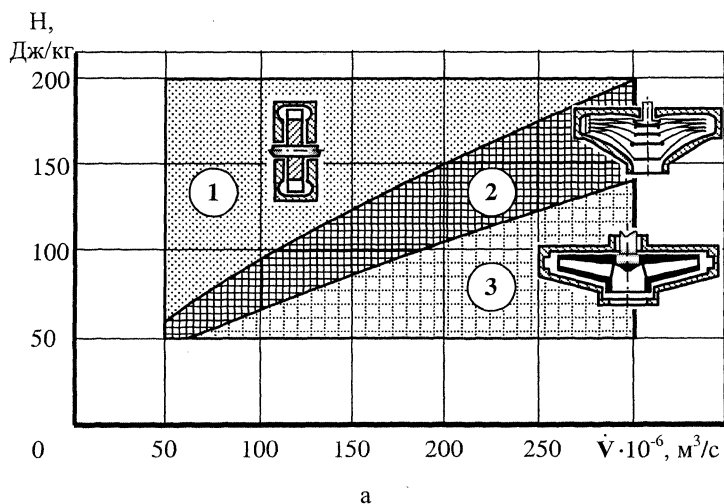


Рис. 1.5. Энергетические характеристики малорасходных насосов на поле потребных режимов СТР:
 1 – вихревые; 2 – дисковые; 3, 3.1 – центробежные тихоходные;
 3.2 – центробежные нормальные.
 а – $n=4500$ об/мин; б – $n=10000$ об/мин

насосы, относящиеся к объёмному типу. В конце 50-х годов именно это тип насосов был впервые использован в СТР первого советского спутника связи "Молния". Существенным недостатком шестерённых насосов является наличие контактных пар трения, снижающих надёжность системы и ограничивающих ресурс её работы.

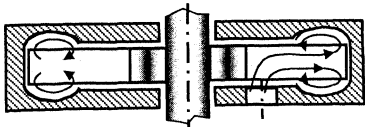
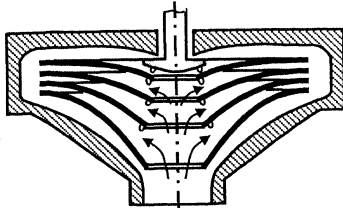
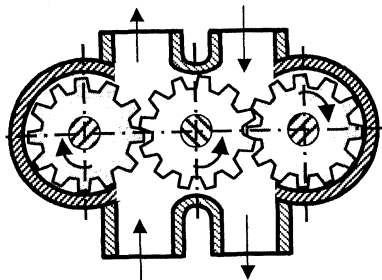
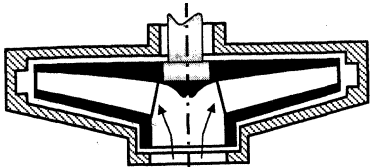
Сравнительная характеристика применимости различных типов малорасходных насосов для функционирования в составе СТР приведена в табл. 1.2.

Благодаря лучшему сочетанию энергетических, массогабаритных и ресурсных характеристик в современных СТР аэрокосмического назначения преимущественно используются малоразмерные электронасосы центробежного типа. Например, на борту ОС "Мир", в различных контурах системы терморегулирования ОС были установлены десятки малорасходных центробежных насосов, в том числе: 24 насоса во внутреннем контуре (теплоноситель – "Темп"), 8 насосов в наружном контуре (теплоноситель - ПМС-1.5р), 2 насоса в контуре терморегулирования эксплуатационного модуля (теплоноситель - "Темп"). Один насос использовался в СТР скафандра "Орлан" (теплоноситель – вода).

На рис. 1.6 показан общий вид одного из вариантов 2-поточного центробежного электронасосного агрегата (ЭНА) СТР с ротором на гидростатических опорах [45]. ЭНА содержит корпус с входным (поз. 5) и выходным 6 штуцерами, электродвигатель и рабочие колеса (поз. 3), (поз. 4), закреплённые на каждом из двух концов ротора (поз. 11). Симметричное расположение рабочих колес позволяет уравновесить осевые силы, действующие на РК. Опорами вала электродвигателя служат радиальные гидростатические подшипники скольжения (поз. 12), рабочим телом которых является перекачиваемый теплоноситель, а также магнитные подпятники (поз. 13), уравнивающие остаточную осевую силу. Магистраль входа и выхода из насосов конструктивно оформлены в виде каналов (поз. 7, 8), причём во входном канале (поз. 7) аксиально установлен фильтр (поз. 9). В ЭНА встроен термокомпенсатор (поз. 15), гидравлически сообщенный с полостью ЭНА. При колебаниях температуры термокомпенсатор (поз. 15) предотвращает заброс давления, компенсируя объёмное температурное расширение или сжатие теплоносителя.

Таблица 1.2

Сравнительная характеристика малорасходных насосов
(условия сравнения: одинаковый режим работы по напору и расходу)

Тип насоса	Характеристика
ВИХРЕВОЙ 	Высокий ресурс работы, малые осевые и радиальные размеры, узкий диапазон оптимальной работы на поле гидравлических характеристик тракта СТР, зависимость работоспособности от вида рабочего тела, низкий кпд
ДИСКОВЫЙ 	Высокий ресурс работы, отсутствие пульсаций давления на выходе из насоса, относительно большие радиальные размеры, низкий кпд
ШЕСТЕРЁННЫЙ 	Малые осевые размеры, возможность реверсирования потока, диапазон оптимальной работы не полностью перекрывает поле гидравлических характеристик тракта СТР, относительно высокий кпд, пульсации давления на выходе из насоса, низкий ресурс работы
ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ 	Высокий ресурс работы, малые осевые размеры, простота конструкции, приемлемые энергетические показатели на всём поле гидравлических характеристик тракта СТР, средний кпд

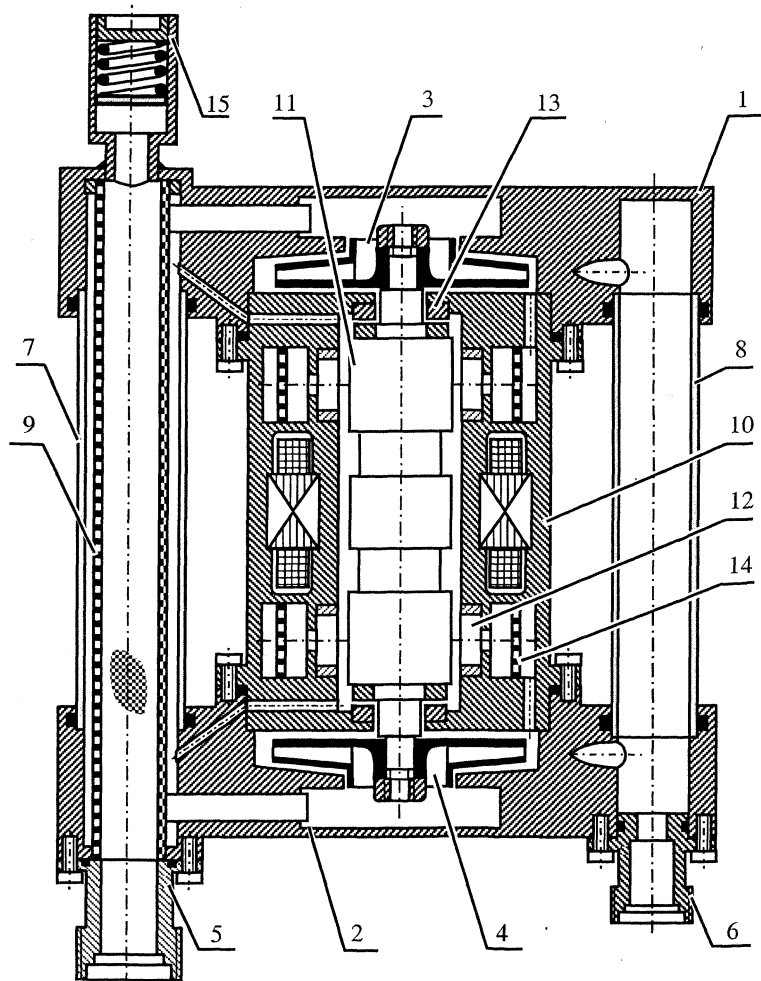


Рис. 1.6. ЭНА СТР:

1, 2 – корпус ЭНА; 3, 4 – рабочее колесо (РК); 5 – входной штуцер;
 6 – выходной штуцер; 7 – канал подачи рабочего тела на вход в РК; 8 – канал отвода рабочего тела на выходе из РК; 9 – фильтр; 10 – корпус электродвигателя; 11 – ротор электродвигателя; 12 – гидростатический подшипник; 13 – осевой магнитный подпятник; 14 – фильтр подшипника; 15 – термокомпенсатор

1.3. Исходные данные для проектирования насоса СТР

При проектировании насоса СТР необходимо знать теплофизические свойства теплоносителя и гидравлическое сопротивление циркуляционного тракта системы при известном расходе теплоносителя $\dot{V}$, обеспечивающим теплосъём заданной мощности. Рассмотрим основные свойства типовых теплоносителей и схему расчёта гидравлического сопротивления циркуляционного тракта СТР.

1.3.1. Свойства теплоносителей

Применяемые в СТР теплоносители по химическому составу можно разделить на пять типов: кремнеорганические, фторсодержащие, хладоны, водоспиртовые смеси и углеводороды.

По диэлектрической проницаемости теплоносители являются диэлектриками и недиэлектриками.

Условно все свойства теплоносителей делятся на три вида: теплофизические, электрофизические и эксплуатационные. К теплофизическим относятся:

- плотность ρ_T ;
- вязкость, характеризуемая коэффициентом кинематической вязкости ν_T ;
- теплопроводность, определяемая коэффициентом теплопроводности λ_T ;
- удельная теплоемкость c_T ;
- температура замерзания $t_{зт}$;
- температура начала кипения $t_{кт}$ (при нормальном давлении);
- коэффициент объемного расширения β_T .

К электрофизическим свойствам относят:

- напряжение пробоя $E_{проб}$;
- удельное объемное электрическое сопротивление ρ_v ;
- диэлектрическую проницаемость ϵ .

Эксплуатационными свойствами теплоносителя являются:

- пожароопасность, характеризуемая температурой вспышки в открытом тигле $t_{всп}$;
- взрывоопасность, определяемая способностью паров теплоносителя образовывать с воздухом взрывоопасные и пожароопасные смеси;

- токсичность, определяемая вредным воздействием на персонал;
- термостабильность, характеризуемая отсутствием разложения на составные части при воздействии повышенной или пониженной температуры;
- коррозионное воздействие на конструкционные материалы.

Конструкционные материалы элементов системы не должны подвергаться коррозии при контакте с теплоносителем.

Основные теплофизические характеристики известных жидких диэлектрических теплоносителей в сравнении с характеристиками идеального теплоносителя – воды, представлены в табл. 1.3.

Охлаждающая способность теплоносителя (коэффициент тепло-

Таблица 1.3

Сравнительные характеристики теплоносителей относительно воды

Теплоноситель	Плотность	Теплоемкость	Теплопроводность	Вязкость
Вода	1	1	1	1
50%-ный раствор этиленгликоля	0.92	1.92	0.54	3.59
FC-78	1.77	0.242	0.24	2.63
n-бутиловый спирт	0.8	0.61	0.27	2.8
Аммиак	0.57	0.22	0.76	0.28
Антифриз	1.095	0.7	0.575	7.1
ЛЗ-ТК-2	0.691	0.45	0.14	0.7
Метиловый спирт	0.79	0.66	0.25	0.44
Перфтордиэтилметиламин	1.8	0.526	0.273	1.91
Перфтортриэтиламин	1.85	0.495	0.20	0.46
ПМС-1.5p	0.854	0.427	0.181	1.23
ПМС-5	0.94	0.349	0.181	3.45
ПМС-10	0.95	0.349	0.221	5.74
Трансформаторное масло	0.88	0.4	0.235	22.2
Хладон R11	1.5	0.22	0.161	1.18
Хладон R21	1.4	0.25	0.181	0.208
Хладон R22	1.25	0.286	0.16	0.155
Хладон R30	1.31	0.28	0.27	0.28
Хладон R113	1.6	0.225	0.134	0.39
Четыреххлористый углерод	1.6	0.26	0.28	1.2
Этиловый спирт	0.79	0.63	0.24	1.2

отдачи α) зависит от комплекса его теплофизических параметров: плотности ρ , теплоемкости c , теплопроводности λ , вязкости ν . Чем выше теплоемкость, тем больший тепловой поток можно отвести от поверхности источника тепла. При этом целесообразно, чтобы вязкость была пониженной, а плотность, теплоемкость и теплопроводность теплоносителя – повышенными [41, 59]. Сравнение теплотехнических свойств теплоносителей (см. табл. 1.3) показывает, что жидкости, обладающие высокой теплоёмкостью, в то же время имеют и повышенную вязкость.

При анализе эксплуатационных свойств теплоносителя прежде всего учитывают условия функционирования СТР, обращая в первую очередь внимание на факторы безопасности эксплуатации. Например, применение теплоносителя с низким поверхностным натяжением приводит к хорошему смачиванию охлаждаемой поверхности, а значит, к увеличенному коэффициенту теплоотдачи α . Однако такие теплоносители являются легкотекучими, требующими ужесточения требований по обеспечению герметичности тракта СТР.

1.3.2. Гидравлическая характеристика тракта СТР

Расход теплоносителя $\dot{V}(\text{м}^3/\text{с})$ в циркуляционном контуре СТР определяет заданный режим теплосъёма и вычисляется по формуле:

$$\dot{V} = \frac{Q_T}{\rho \cdot c \cdot \Delta t}, \quad (1.1)$$

где Q_T – тепловая нагрузка, Вт; ρ – плотность теплоносителя, $\text{кг}/\text{м}^3$; c – теплоёмкость теплоносителя, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; Δt – нагрев теплоносителя в охлаждающем тракте СТР, $^\circ \text{К}$.

Гидравлическое сопротивление $\Delta p_{\text{гс}}$ циркуляционного тракта СТР складывается из двух составляющих:

$$\Delta p_{\text{гс}} = \sum \Delta p_{\text{тр}} + \sum \Delta p_{\text{м}}, \quad (1.2)$$

где $\sum \Delta p_{\text{тр}}$ – гидравлическое сопротивление трения на прямолинейных участках трубопровода; $\sum \Delta p_{\text{м}}$ – потери давления в местных сопротивлениях.

Гидравлическое сопротивление трения вызывается силами вязкостного трения между частицами жидкости при различных скоро-

стях параллельных слоев в потоке теплоносителя и определяется по формуле:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda_c \cdot \frac{L_T}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v_T^2}{2}, \quad (1.3)$$

где λ_c – коэффициент сопротивления трения, зависящий от режима течения жидкости и состояния внутренних поверхностей магистралей; L_T – длина трубопровода; d – внутренний диаметр трубопровода; ρ – плотность теплоносителя; v_T – средняя скорость теплоносителя. Рекомендуемый диапазон $v_T = 1.5 \dots 3$ м/с [7].

Потери давления в местных сопротивлениях обусловлены изменением формы потока при переменном сечении каналов (расширение или сужение потока, изгибы), а также течением сквозь рассредоточенные по сечению препятствия: диафрагмы, фильтрующие сетки и т.п. Потери давления в местных сопротивлениях определяются по формуле:

$$\Delta p_M = \frac{\xi \cdot \rho \cdot v_T^2}{2}, \quad (1.4)$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления трения.

Типичный уровень гидравлического сопротивления циркуляционных трактов СТР находится в диапазоне (0.03...0.2) МПа.

Рассмотрим требования к проточной форме РК центробежного насоса, предназначенного для работы в СТР с параметрами: гидравлическое сопротивление $\Delta p_{\text{гс}}$ циркуляционного тракта СТР изменяется в диапазоне $\Delta p_{\text{гс}} = (0.03 \dots 0.2)$ МПа, а расход теплоносителя $\dot{V}$ не превышает $300 \cdot 10^{-6}$ м³/с. Приняв эти показатели как выходные параметры насоса и учитывая, что в системах терморегулирования применяются электроприводы с угловой частотой вращения вала $\omega = (314 \dots 1047)$ с⁻¹, найдём коэффициент быстроходности n_s , регламентирующий отношение D_1/D_2 РК лопаточных насосов [44]:

$$n_s = 193.3 \frac{\omega \sqrt{\dot{V}}}{H^{3/4}}, \quad (1.5)$$

где ω – угловая частота вращения вала, с⁻¹; $\dot{V}$ – расход, м³/с; H – напор, Дж/кг.

На рис. 1.7 указаны границы полей линий уровня коэффициента быстроходности $n_s = f(\dot{V}, H) = \text{const.}$ для трёх вариантов угловой час-

тоты вращения ротора ω : 314 с^{-1} , 628 с^{-1} и 1047 с^{-1} , которые соответствуют числам оборотов $n = 3 \cdot 10^3 \text{ об/мин}$, $6 \cdot 10^3 \text{ об/мин}$, $10 \cdot 10^3 \text{ об/мин}$.

Границы значений n_s укладываются в диапазон значений $n_s = 40 \dots 80$, удовлетворяющих всем реально возможным сочетаниям расхода теплоносителя и гидравлического сопротивления циркуляционного тракта СТР. Интервал $n_s \leq 80$ означает, что для СТР с активной циркуляцией теплоносителя требуются центробежные насосы, относящиеся к классу тихоходных [44]. Наложение двух полей в средней части графика рис. 1.7 указывает на то, что в этой зоне возможны 2 режима работы насоса: с угловой частотой $\omega = 1047 \text{ с}^{-1}$ или $\omega = 628 \text{ с}^{-1}$ и соответствующим значением коэффициента быстроходности n_s , не выходящим за рамки диапазона $n_s = 40 \dots 80$.

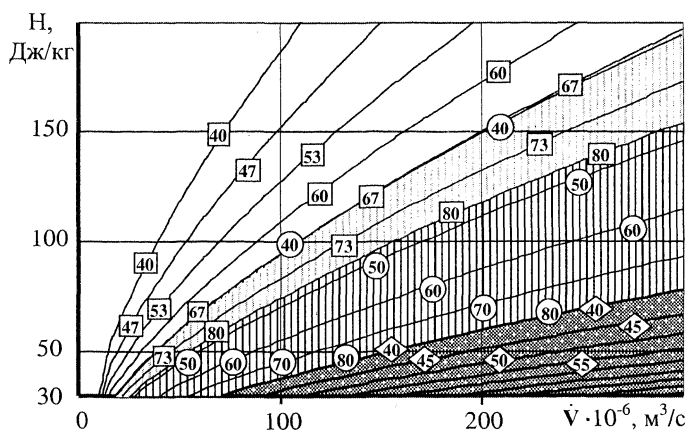


Рис. 1.7. Поля значений $n_s = 40 \dots 80$ при различных ω :

ω , с^{-1}	Поле значений n_s для $\omega = \text{const.}$	Обозначение величины линии уровня $n_s = \text{const.}$
314		
628		
1047		

1.4. Согласование гидравлических характеристик насоса и циркуляционного тракта СТР

Насос СТР предназначен для обеспечения циркуляции теплоносителя с расходом $\dot{V}$ по жидкостному контуру системы за счёт преодоления гидравлического сопротивления её циркуляционного тракта $\Delta p_{гс}$ на основе известных $\Delta p_{гс}$ для различных значений расхода теплоносителя $\dot{V}$ строят гидравлическую характеристику $\Delta p_{гс}=f(\dot{V})$ тракта СТР (см. рис. 1.8), используемую затем для анализа схемы её согласования с энергетическими характеристиками насоса СТР.

При согласовании гидравлических характеристик насоса и циркуляционного тракта СТР необходимо добиться, чтобы перепад давления, создаваемый насосом $\Delta p_{н}=H \cdot \rho$ (где H – напор, создаваемый насосом, Дж/кг; ρ – плотность теплоносителя, кг/м³), был равен гидравлическому сопротивлению тракта СТР $\Delta p_{гс}$ при заданном расходе теплоносителя $\dot{V}$.

В идеальном случае кривые $\Delta p_{н}=f(\dot{V})$ и $\Delta p_{гс}=f(\dot{V})$ пересекаются в рабочей точке А, совпадающей с расчётным режимом работы насоса $\dot{V}_p$, характеризующимся максимальным значением кпд $\eta(\dot{V}_p) = \eta_{max}$ на характеристике $\eta=f(\dot{V})$, см. рис. 1.8.

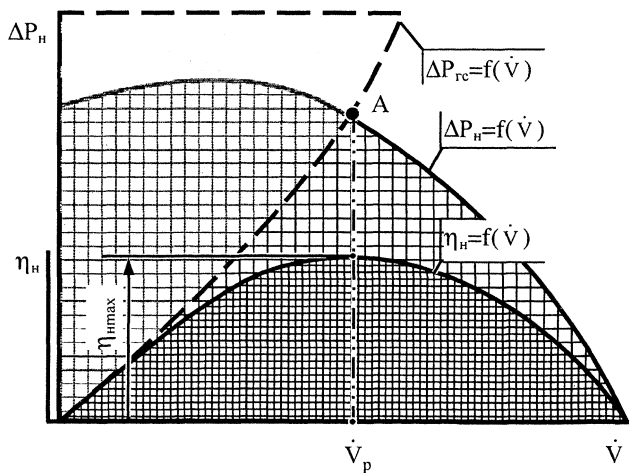


Рис. 1.8. Согласование гидравлических характеристик циркуляционного тракта СТР и центробежного насоса

Существующая практика проектирования СТР основана на использовании унифицированных конструкций насосов в различных по своим гидравлическим характеристикам системах терморегулирования. При таком подходе бывает заведомо известно, что насос в системе должен работать на нерасчётном режиме (точка А на рис. 1.9). Потребляемая мощность насоса увеличивается за счёт снижения кпд на величину $\Delta\eta_n$ и завышения расхода на величину $\Delta\dot{V} = \dot{V}_A - \dot{V}_p$. Становится целесообразным согласование характеристик циркуляционного тракта и насоса, которое осуществляется одним из следующих способов.

1. Увеличением гидравлического сопротивления циркуляционного тракта на величину $\Delta p_{дш}$ путём установки дроссельной шайбы на выходе из насоса. Точное согласование характеристик достигается изменением проходного сечения дроссельной шайбы. Перепад давления на насосе Δp_n становится больше на величину $\Delta p_{дш}$. Рабочая точка смещается в положение В (рис. 1.9), расход через насос уменьшается до расчётного значения $\dot{V}_p$.

Преимущество метода заключается в конструктивной простоте. Недостаток – потеря мощности на преодоление дополнительного сопротивления $\Delta p_{дш}$.

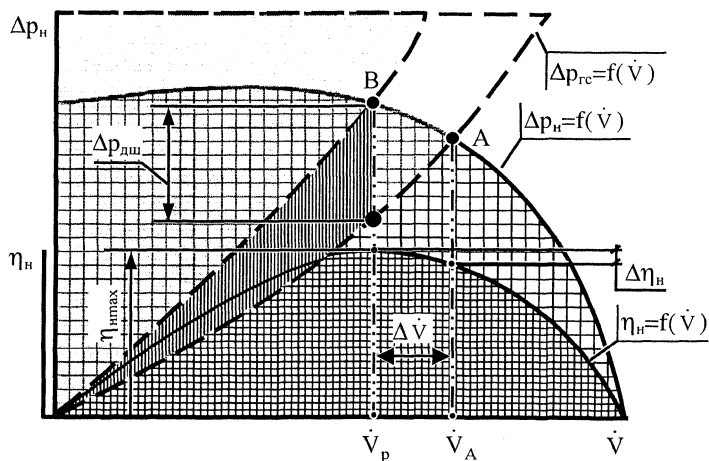


Рис. 1.9. Изменение положения рабочей точки насоса с помощью дроссельной шайбы

2. Изменением характеристики самого насоса путём увеличения или уменьшения частоты вращения его вала n (об/мин), рис. 1.10. Способ позволяет, как повысить расход через насос (например, $\Delta P_n = f(\dot{V})$ при n_1), так и уменьшить его ($\Delta P_n = f(\dot{V})$ при n_3). Достоинством метода является его энергетическая эффективность, отсутствие дополнительных потерь мощности. Недостаток – необходимость использования электроприводов, допускающих возможность плавного регулирования частоты вращения вала.

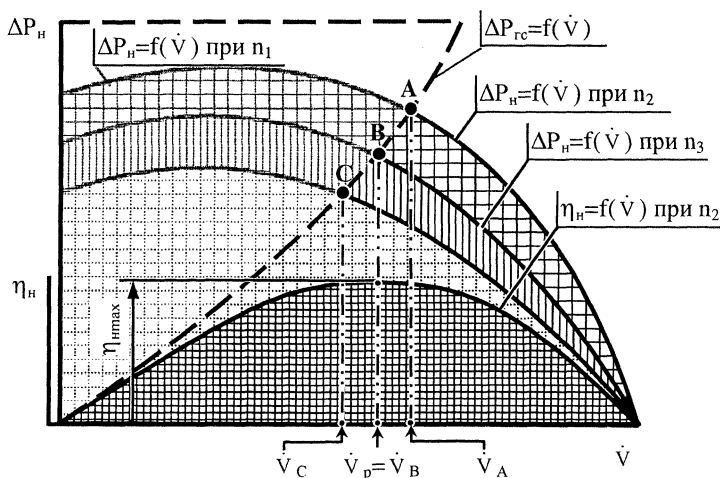


Рис. 1.10. Изменение положения рабочей точки насоса путём регулирования частоты вращения вала электропривода ($n_1 > n_2 > n_3$)

3. Параллельная работа двух и более насосов в случае, когда один из насосов не в состоянии обеспечить заданный расчётный расход $\dot{V}_p$. На рис. 1.11 представлена схема параллельной работы двух насосов с характеристиками $\Delta P_{n1} = f_1(\dot{V})$ и $\Delta P_{n2} = f_2(\dot{V})$. Для получения результирующей зависимости $\Sigma \Delta P_n = f(\dot{V})$ складывают абсциссы $\dot{V}_A$ и $\dot{V}_B$ при одинаковой расчётной ординате ΔP_{np} . Точка пересечения характеристик $\Delta P_{rc} = f(\dot{V})$ и $\Sigma \Delta P_n = f(\dot{V})$, обозначенная C, будет рабочей точкой, в которой расчётные параметры имеют значения: перепад давления ΔP_{np} и расход $\dot{V}_p = \dot{V}_A + \dot{V}_B$. Компоновочная реализация подобной схемы в конструкциях насосов СТР показана на рис. 1.12.

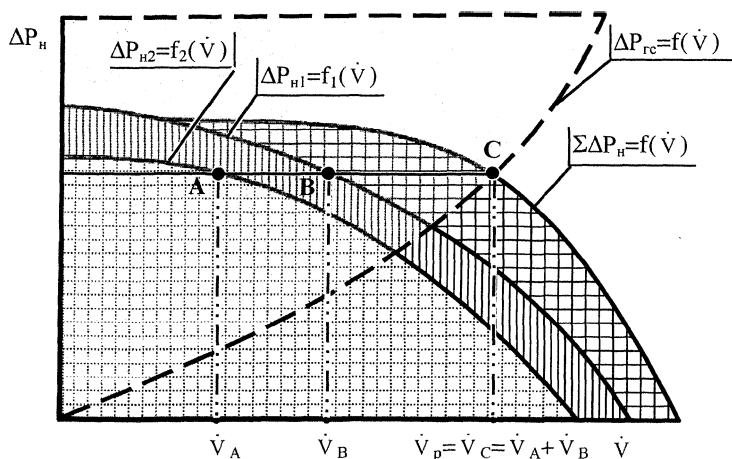


Рис. 1.11. Изменение положения рабочей точки с помощью параллельной работы насосов

4. Последовательная работа насосов (см. рис. 1.13) применяется в случае недостаточного перепада давления ΔP_n , обеспечиваемого одним насосом при расходе $\dot{V}_p = \dot{V}_A$. В этом случае при сохранении неизменным расхода $\dot{V}_p$ повышается суммарный перепад давления,

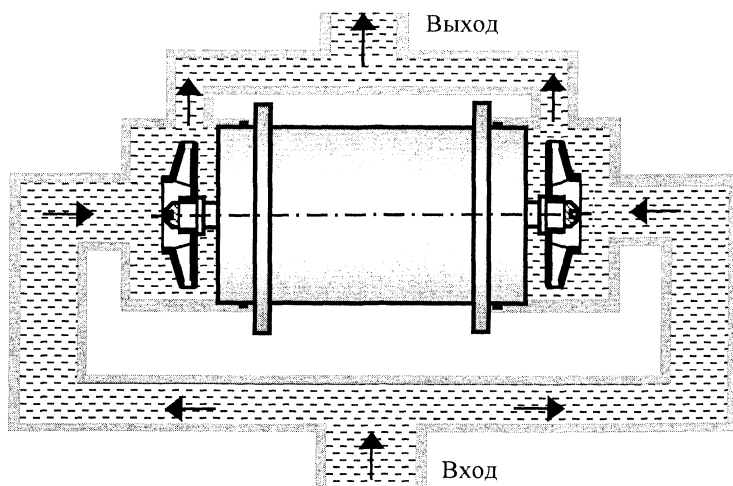


Рис. 1.12. Схема двухпоточного насоса СТР, реализующая вариант параллельной работы насосов

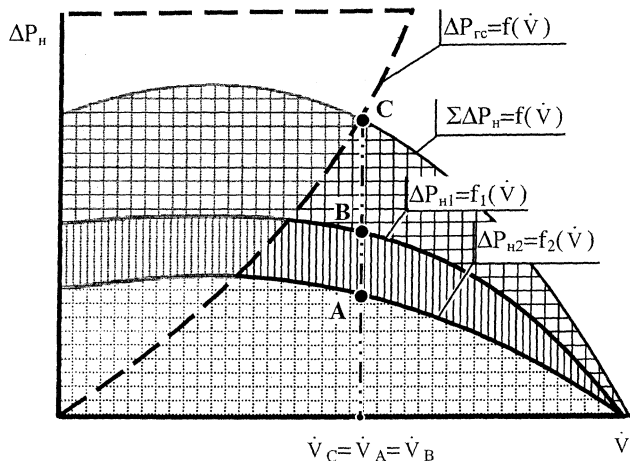


Рис. 1.13. Изменение положения рабочей точки с помощью насосов, установленных последовательно

равный $\Sigma \Delta P_n = \Delta P_{н1} + \Delta P_{н2}$. Компоновочная реализация последовательной работы насосов СТР показана на рис. 1.14.

При отсутствии требуемого типоразмера или неэкономичности применения двух и более насосов возникает необходимость проектирования нового варианта конструкции.

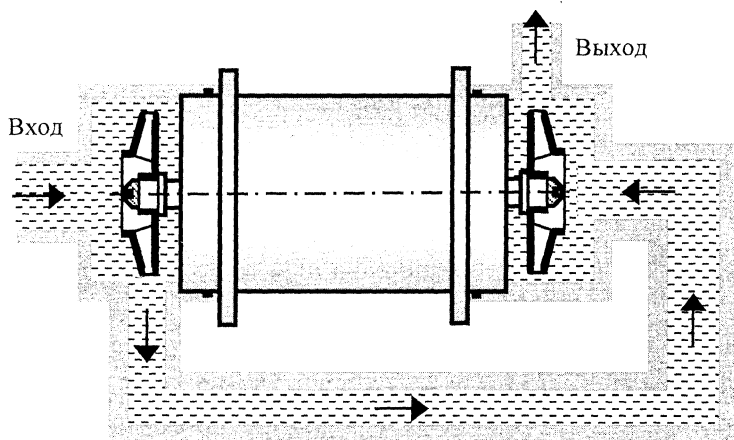


Рис. 1.14. Схема двухступенчатого насоса СТР, реализующая вариант последовательной работы насосов

ГЛАВА 2. ОСОБЕННОСТИ МАЛОРАСХОДНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Насосы СТР являются малорасходными насосами аэрокосмического назначения. В качестве критерия, регламентирующего малорасходность, как правило, берётся абсолютная величина $\dot{V} \leq 300 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$.

Снижение $\dot{V}$ через центробежный насос при неизменном коэффициенте быстроходности n_s сопровождается миниатюризацией конструкции. Казалось бы сочетание двух факторов – малоразмерности и малорасходности – не должно приводить к изменению модели течения в рабочих колёсах центробежных насосов. В действительности же, в источниках, прямо или косвенно затрагивающих понятие малорасходности [3, 6, 13, 23, 32, 33, 39, 40], содержится большое количество эмпирических поправок к общепринятым расчётным схемам.

В этой связи целесообразно проанализировать влияние малых значений расхода рабочего тела $\dot{V}$ на кинематические соотношения, используемые в методиках расчёта центробежных нагнетателей, провести оценку приёмов проектирования малорасходных вариантов центробежных нагнетателей.

2.1. Условие оптимизации конструкции при снижении расхода рабочего тела через насос

Важнейшим условием достижения энергетической эффективности работы насоса является минимальный уровень потерь $L_{\text{пот}}$, включающих потери в рабочем колесе $L_{\text{к}}$ и отводе $L_{\text{отв}}$:

$$L_{\text{пот}} = L_{\text{к}} + L_{\text{отв}}. \quad (2.1)$$

Потери в рабочем колесе можно выразить через квадрат относительной скорости w_1 :

$$L_{\text{к}} = \frac{\zeta_{\text{к}} w_1^2}{2}, \quad (2.2)$$

а коэффициент потерь $\zeta_{\text{к}}$ в колесе принимает значения в диапазоне $\zeta_{\text{к}} = 0.3 \dots 0.5$ [44].

Необходимо отметить, что получение минимального скоростного напора потока в относительном движении, позволяя снизить потери в рабочем колесе, не является единственным гидродинамическим

фактором оптимизации конструкции насоса или даже одного РК. Оптимальное проектирование предполагает учёт дополнительных гидродинамических факторов, а также решение проблем взаимовлияния элементов проточной части насоса. Тем не менее известная практика оптимизации параметров лопаточных машин [44, 52, 53] указывает на целесообразность выбора минимального значения L_k . Это позволяет обеспечить приемлемую энергетическую эффективность центробежного нагнетателя в процессе варьирования его режимных параметров.

Учитывая, что $L_k \sim w_1^2$, а относительная скорость $\bar{w}_1$ зависит от геометрии РК на входе, рассмотрим критерии выбора диаметра входа в рабочее колесо – D_1 . Поставим условие: значение D_1 при любом сочетании расхода рабочего тела $\dot{V}$ и угловой частоты вращения РК ω должно обеспечивать минимальный уровень скорости $\bar{w}_1$.

Из треугольника скоростей на входе в рабочее колесо при ортонормированном базисе (см. рис. 2.1) следует, что:

$$\bar{w}_1 = \bar{c}_1 - \bar{u}_1. \quad (2.3)$$

Представив векторы $\bar{c}_1$ и $\bar{u}_1$ в виде линейной комбинации векторов базиса, предполагая нулевую закрутку ($c_{1x} = 0$) потока на входе в РК и коллинеарность векторов $\bar{u}_1$ и $\bar{i}$ ($u_{1y} = 0$), из уравнения (2.3) получаем:

$$\bar{w}_1 = u_{1x} \bar{i} + c_{1y} \bar{j}. \quad (2.4)$$

Зная из (2.4) координаты вектора $\bar{w}_1$, найдём квадрат модуля относительной скорости:

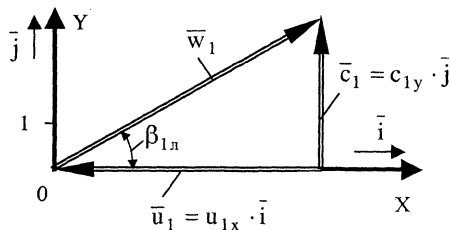


Рис. 2.1. Входной векторный треугольник скоростей потока в плоском ортонормированном базисе

$$w_1^2 = u_{1x}^2 + c_{1y}^2. \quad (2.5)$$

Конкретизируем с помощью геометрических и энергетических параметров насоса содержание компонентов правой части (2.5):

$$u_{1x} = \frac{\omega D_1}{2}. \quad (2.6)$$

Значение c_{1y} с учётом стеснения потока зададим приближённым соотношением:

$$c_{1y} = \frac{1.1 \dots 1.25}{\psi_1} c_{0x}, \quad (2.7)$$

где c_{0x} - осевая скорость потока до входа в РК; $\psi_1 = 1 - \frac{\delta_1}{t_1}$ - коэффициент стеснения на входе в колесо, как правило, $\psi_1 = 0.8 \dots 0.9$; δ_1 - толщина лопатки на входе в окружном направлении; t_1 - шаг установки лопаток на входе.

Осевая скорость c_{0x} с учётом того, что втулка рабочего колеса в насосах СТР, как правило, выдвинута во входное отверстие насоса (см. рис. 2.2), найдём по формуле:

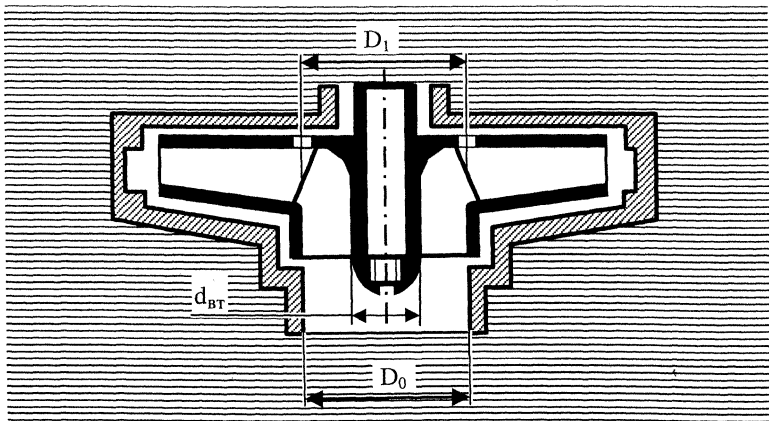


Рис. 2.2. Размеры входной части центробежного насоса

$$c_{0x} = \frac{4\dot{V}}{\pi D_0^2 (1 - \kappa_{d_{\text{вт}}}^2) \eta_p}, \quad (2.8)$$

где $\dot{V}$ – расход рабочего тела через насос; D_0 – диаметр входного патрубка; $\kappa_{d_{\text{вт}}} = d_{\text{вт}}/D_0$ – коэффициент стеснения потока на входе втулкой рабочего колеса; η_p – расходный КПД (обычно для малорасходных насосов принимают $\kappa_{d_{\text{вт}}} = 0.4 \dots 0.5$; $\eta_p = 0.8 \dots 0.85$).

Приняв типичные для конструкций малорасходных центробежных электронасосов значения $c_{1y} = 1,2 \cdot c_{0x} / \psi_1$ и $D_1 = 0,95 D_0$ [4], получаем формулу приближённой оценки c_{1y} :

$$c_{1y} = \frac{4,33 \cdot \dot{V}}{\pi D_1^2 (1 - \kappa_{d_{\text{вт}}}^2) \eta_p \psi_1}. \quad (2.9)$$

В развёрнутой форме уравнение (2.5) приобретает вид:

$$w_1^2 = \frac{\omega^2 D_1^2}{4} + \frac{18,75 \cdot \dot{V}^2}{\pi^2 D_1^4 (1 - \kappa_{d_{\text{вт}}}^2)^2 \eta_p^2 \psi_1^2}. \quad (2.10)$$

Исследуем функцию $w_1^2 = f(D_1)$ на экстремум, реализуя условие:

$$\frac{d}{dD_1} f(D_1) = \frac{\omega^2 D_1}{2} - \frac{75 \cdot \dot{V}^2}{\pi^2 D_1^5 (1 - \kappa_{d_{\text{вт}}}^2)^2 \eta_p^2 \psi_1^2} = 0. \quad (2.11)$$

Значение аргумента в критической точке I рода обозначим как D_1^* . Из решения (2.11) величина D_1^* находится по формуле¹:

$$D_1^* = 1,57 \cdot \sqrt[3]{\frac{\dot{V}}{\omega (1 - \kappa_{d_{\text{вт}}}^2) \eta_p \psi_1}}. \quad (2.12)$$

Выполнение условия $\frac{d^2}{dD_1^2} f(D_1^*) > 0$ указывает на то, что в точке

D_1^* существует минимум функции $f(D_1)$. Отсюда следует вывод: значение диаметра рабочего колеса на входе D_1 , соответствующее формуле (2.12), позволяет обеспечить наименьшую скорость $\bar{w}_1$, а соот-

¹ Вариант $D_1^* = 0$ не рассматривается из-за отсутствия физического смысла.

ветственно и минимальные потери L_k в рабочем колесе.

Выражение (2.12), регламентируя оптимальное значение D_1 центробежных насосов, одновременно позволяет прогнозировать характер и величину изменения входного диаметра при различных сочетаниях расхода и угловой частоты вращения. Таблица 2.1 в качестве примера содержит значения D_1^* , подсчитанные в расчёте на режимы, характерные для насосов СТР.

Значения входного диаметра для типовых сочетаний $\dot{V}$ и числа оборотов n изменяются в диапазоне $D_1^*=(8.8...17.3)\cdot 10^{-3}$ м. При неизменной угловой частоте вращения в соответствии с характером зависимости (2.12) рост расхода рабочего тела в 3 раза со $100\cdot 10^{-6}\text{ м}^3/\text{с}$ до $300\cdot 10^{-6}\text{ м}^3/\text{с}$, приводит к увеличению диаметра D_1^* приблизительно на 70 %. Повышение числа оборотов с $n=4000$ об/мин до $n=10000$ об/мин (при неизменном расходе) сопровождается снижением D_1^* в среднем на 35%.

Таблица 2.1

Значения D_1^* на различных режимах			
n, об/мин	$\dot{V} \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$		
	100	200	300
4000	$12 \cdot 10^{-3} \text{ м}$	$15,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$	$17,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
6000	$10,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$	$13,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$	$15,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
8000	$9,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$	$12 \cdot 10^{-3} \text{ м}$	$13,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
10 000	$8,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$	$11,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$	$12,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

2.2. Соотношения скоростей потока в рабочем колесе малорасходного центробежного насоса

Уравнение связи (2.12) между диаметром входа в РК и энергетическими параметрами насоса позволяет исследовать характер изменения, уровень значений и соотношения между скоростями векторных треугольников на входе и выходе из РК малорасходного центробежного насоса (МЦН). При этом появляется возможность учёта

влияния расхода рабочего тела через насос и угловой частоты вращения РК на указанные соотношения.

2.2.1. Отношение скоростей w_1/u_2

Подставив $D_1 = D_1^*$ в формулу (2.10), получим зависимость модуля относительной скорости w_1 от конструктивных и энергетических параметров работы насоса:

$$w_1 = 0.96 \cdot \sqrt[3]{\frac{\dot{V}\omega^2}{(1 - \kappa_{двт}^2) \eta_p \psi_1}}. \quad (2.13)$$

Для предварительной оценки значений w_1 на рис. 2.3 построены линии уровня относительной скорости $w_1 = \text{const.}$, как функции двух переменных $\dot{V}$ и ω . При построениях приняты следующие значения параметров, входящих в формулу (2.13): $\kappa_{двт} = 0.4$, $\eta_p = 0.8$, $\psi_1 = 0.8$.

Абсолютные значения w_1 на режимах работы насосов СТР полагаются в диапазоне $w_1 \approx (3 \dots 8)$ м/с, рис. 2.3. Отношение скоростей w_1/u_2 зависит от соотношения геометрии РК в радиально-окружной плоскости: D_1 и D_2 . Найдём величину w_1/u_2 , полагая, что соотношение между радиальными размерами в малорасходных центробежных насосах при их миниатюризации остаётся таким же, как в общепромышленных насосах, а выбор D_1 обусловлен стремлением обеспечить минимальные потери L_k . Абсолютные величины w_1/u_2 определим для диапазона значений относительного диаметра $\bar{D}_1 =$

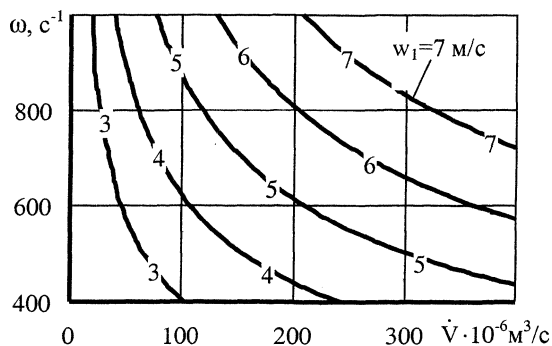


Рис. 2.3. Линии уровня функции $w_1 = f(\dot{V}, \omega)$

$D_1/D_2=0.4\ldots 0.6$. Такие значения $\bar{D}_1$ характерны для общепромышленных центробежных насосов с коэффициентом быстроходности $n_s=50\ldots 150$ [44].

Для заданного соотношения между величиной расхода $\dot{V}$ и числом оборотов существует единственное оптимальное значение D_1 (см. рис. 2.4). Аналогичный вывод можно сделать относительно размера D_2 , связанного через $\bar{D}_1$ с диаметром на входе. Путём несложных преобразований получим формулу приближённой оценки скорости u_2 , обеспечивающей минимальные потери в РК при заданных энергетических параметрах насоса:

$$u_2 = \frac{0.785}{\bar{D}_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{\dot{V}\omega^2}{(1-\kappa_{d_{\text{вг}}}^2)\eta_p\psi_1}}. \quad (2.14)$$

Анализ (2.14) позволяет констатировать: окружная скорость u_2 для заданных $\dot{V}$ и ω , также как и w_1 , будет иметь единственное оптимальное значение. На рис. 2.5 представлена зависимость числа оборотов от расхода рабочего тела через насос для разных $u_2 = \text{const}$. При расчёте линий уровня $u_2 = \text{const}$ использовались значения параметров, соответствующих насосам СТР: $\kappa_{d_{\text{вг}}}=0.4$, $\eta_p=0.8$, $\psi_1=0.8$, $\bar{D}_1=0.5$.

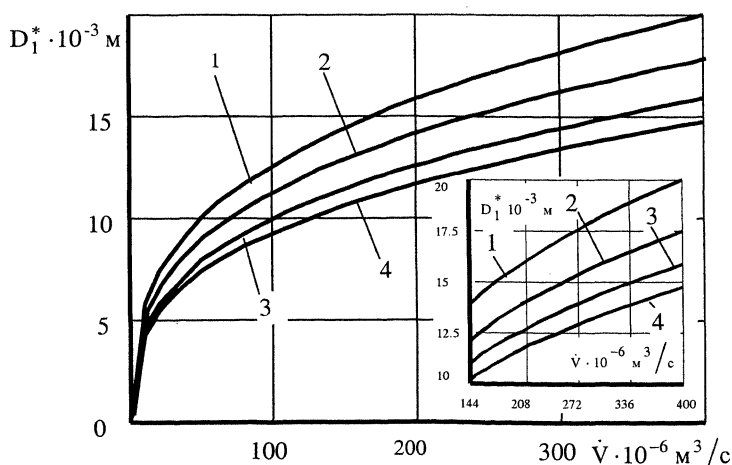


Рис. 2.4. Зависимость D_1^* от расхода рабочего тела $\dot{V}$ при различных числах оборотов n : 1 – $n=4000$ об/мин; 2 – $n=6000$ об/мин; 3 – $n=8000$ об/мин; 4 – $n=10000$ об/мин

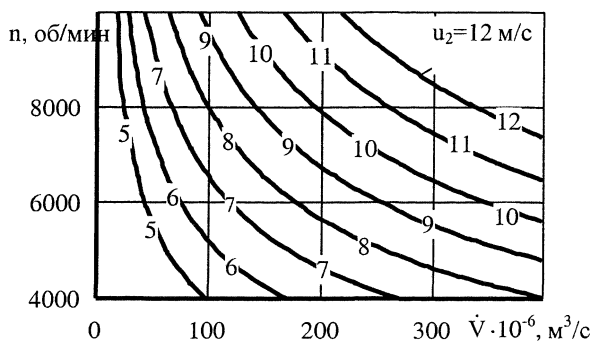


Рис. 2.5. Зависимость числа оборотов от расхода при $u_2 = \text{const}$ ($\bar{D}_1 = 0.5$)

Характер зависимостей на рис. 2.5 указывает на то, что уменьшение расхода рабочего тела $\dot{V}$ должно сопровождаться ростом числа оборотов n на всех линиях уровня $u_2 = \text{const}$.

Переходя к функции $w_1/u_2 = f(\bar{D}_1)$ на основе (2.10) и (2.14) получаем линейную зависимость $w_1/u_2 = 1.22 \cdot \bar{D}_1$.

В таблице 2.2 представлены результаты расчёта величины w_1/u_2 для нескольких значений $\bar{D}_1$ с шагом возрастания $\Delta \bar{D}_1 = 0.05$.

Диапазон изменения расчётного отношения скоростей w_1/u_2 для малорасходных центробежных насосов класса СТР составляет $w_1/u_2 = 0.489 \dots 0.734$ и практически соответствует типовым значениям общепромышленных центробежных нагнетателей $w_1/u_2 \approx 0.5 \dots 0.7$ [56]. Это означает, что малорасходность и порождаемая ею миниатюризация центробежного насоса сопровождаются значительным снижением уровня абсолютных значений скоростей (на порядок и более),

Таблица 2.2

Расчётные значения отношения w_1/u_2	
$\bar{D}_1$	w_1/u_2
0.4	0.489
0.45	0.550
0.5	0.611
0.55	0.673
0.6	0.734

зависящих от размеров в радиально-окружной плоскости насоса, но не приводят к аномальному изменению кинематических соотношений между относительным и переносным движением потока.

2.2.2. Коэффициент расхода c_{2m}/u_2

Исследуем влияние малых расходов насоса на соотношение скоростей в меридиональной и радиально-окружной плоскостях. В качестве характерных рассмотрим скорости на выходе РК – меридиональную составляющую абсолютной скорости c_{2m} :

$$c_{2m} = \frac{\dot{V}}{\pi D_2 b_2 \eta_p} \quad (2.15)$$

и окружную скорость u_2 . Их отношение в виде приведённой скорости $\bar{c}_{2m} = c_{2m}/u_2$ часто интерпретируется как коэффициент расхода и широко используется в практике обобщения энергетических характеристик центробежных насосов.

Из уравнения Эйлера, приняв $c_{1u}=0$, величину теоретического напора при бесконечном числе лопаток $\bar{H}_{\infty}$ определим по формуле:

$$H_{\infty} = c_{2u\infty} u_2 = u_2^2 (1 - \bar{c}_{2m} \operatorname{ctg} \beta_{2л}) \quad (2.16)$$

и коэффициент теоретического напора:

$$\bar{H}_T = \frac{k_z \cdot H_{\infty}}{u_2^2} = k_z (1 - \bar{c}_{2m} \operatorname{ctg} \beta_{2л}). \quad (2.17)$$

Остановимся на выборе безразмерных геометрических параметров РК, необходимых для проведения дальнейшего анализа.

В расчётных схемах соотношение между геометрическими размерами b_2 и D_2 соответственно в меридиональной и радиально-окружной плоскостях регламентируется одним из двух возможных вариантов:

- относительной шириной канала на выходе $\bar{b}_2 = b_2/D_2$;
- геометрической степенью диффузорности каналов $\bar{F} = F_2/F_1$:

$$\bar{F} = \frac{D_2 b_2 \psi_1 \sin \beta_{2л}}{D_1 b_1 \psi_2 \sin \beta_{1л}}, \quad (2.18)$$

которую условно отождествляют со степенью диффузорности равномерного безотрывного потока в относительном движении $\bar{W} = w_2/w_1$, то есть $\bar{W} = \bar{F}$.

В расчётах геометрии РК значение $\bar{F}$ варьируется за счёт двух параметров: $\beta_{2л}$ и b_2 . При выборе величины угла $\beta_{2л}$ разработчики не принимают во внимание оптимальное значение коэффициента $\bar{F}$. В подавляющем числе случаев именно подбором b_2 при уже известном D_2 обеспечивают требуемое значение $\bar{F}$, рекомендуемое схемой оптимизации межлопаточных каналов. Получается, что степень диффузорности каналов $\bar{F}$ так же, как и относительная ширина колеса на выходе $\bar{b}_2$, применяется для регулирования соотношения между размерами b_2 и D_2 .

Для сравнения в табл. 2.4 представлены значения $\bar{b}_2$ и $\bar{F}$, рекомендуемые методиками расчёта центробежных нагнетателей. Условно нагнетатели разделены на два типа: высокорасходные и малорасходные.

К группе высокорасходных отнесены центробежные компрессоры и насосы общепромышленного назначения, центробежные турбокомпрессоры авиационных ГТД, а также насосы ЖРД. К группе малорасходных нагнетателей отнесены центробежные турбокомпрессоры холодильных установок, турбодетандеры, а также центробежные насосы СТР.

Данные табл. 2.4 указывают на примерно одинаковый уровень значений $\bar{b}_2$ и тенденцию роста $\bar{F}$, при переходе от высокорасходных к малорасходным нагнетателям.

Исследуем зависимость $\bar{c}_{2м}$ от $\bar{F}$ и $\bar{b}_2$ на малорасходных ре-

Таблица 2.4

Рекомендуемые значения параметров $\bar{b}_2$ и $\bar{F}$

Источник информации	Параметр	Значения	Тип центробежного нагнетателя
[48]	$\bar{b}_2$	0.025...0.07	Высокорасходный
[61]	$\bar{b}_2$	0.03...0.04	То же
[56]	$\bar{b}_2$	0.02...0.075	– « –
[5]	$\bar{b}_2$	0.05...0.065	Малорасходный
[26]	$\bar{b}_2$	0.02...0.08	То же
[12]	$\bar{F}$	0.83...1,67	Высокорасходный
[33]	$\bar{F}$	2...5	Малорасходный

жимах, произведя оценку абсолютных значений размеров в меридиональной и радиально-окружной плоскостях, используя различные сочетания энергетических параметров и геометрических соотношений. Критерием оптимизации конструкции при уменьшении $\dot{V}$, как и ранее, выберем наименьшие потери в рабочем колесе L_k .

Найдём уравнение связи между геометрическими $\bar{b}_2$ и $\bar{F}$, а также энергетическими параметрами: расходом рабочего тела $\dot{V}$ и угловой частоты вращения ω . Предварительно преобразуем (2.17), выразив через D_1 и $\bar{D}_1$ размеры РК на выходе D_2 и b_2 :

$$D_2 = \frac{D_1}{\bar{D}_1}, \quad b_2 = D_2 \cdot \bar{b}_2 = \frac{D_1}{\bar{D}_1} \cdot \bar{b}_2.$$

Тогда зависимость скорости c_{2m} от размера b_2 приобретает вид:

$$c_{2m} = \frac{\dot{V} \cdot \bar{D}_1^2}{\pi D_1^2 \bar{b}_2 \psi_2 \eta_p}. \quad (2.19)$$

Из треугольника скоростей при идеализированной схеме течения ($z \rightarrow \infty$) следует:

$$c_{2m} = w_2 \cdot \sin \beta_{2л} = \frac{w_1}{\bar{F}} \cdot \sin \beta_{2л}. \quad (2.20)$$

Разрешая систему уравнений (2.19) и (2.20) относительно $\bar{b}_2$, получаем уравнение связи между $\bar{b}_2$ и $\bar{F}$:

$$\bar{b}_2 = \frac{\dot{V} \cdot \bar{D}_1^2 \cdot \bar{F}}{\pi D_1^2 \psi_2 \eta_p w_1 \sin \beta_{2л}}. \quad (2.21)$$

Исследуем характер и величину $\bar{b}_2$ при наибольшей из рекомендуемых для малорасходных насосов степени диффузорности $\bar{F}=5$, с ограничением размера $D_2 \leq 50 \cdot 10^{-3}$ м. Для получения зависимости $\bar{b}_2|_{\bar{F}=\text{const}} = f(\dot{V}, D_2)$ преобразуем (2.21), воспользовавшись значением D_1 из (2.12) и величиной относительной скорости по формуле (2.13):

$$\bar{b}_2 = 1.04 \cdot \frac{\bar{F}}{\pi D_2^2 \sin \beta_{2л} \psi_2} \cdot \sqrt[3]{\frac{\dot{V}^2 (1 - k_{d_{\text{вг}}}^2) \psi_1}{\omega^2 \cdot \eta_p}}. \quad (2.22)$$

На рис. 2.6 построены линии $\bar{b}_2=\text{const.}$ в зоне, ограниченной

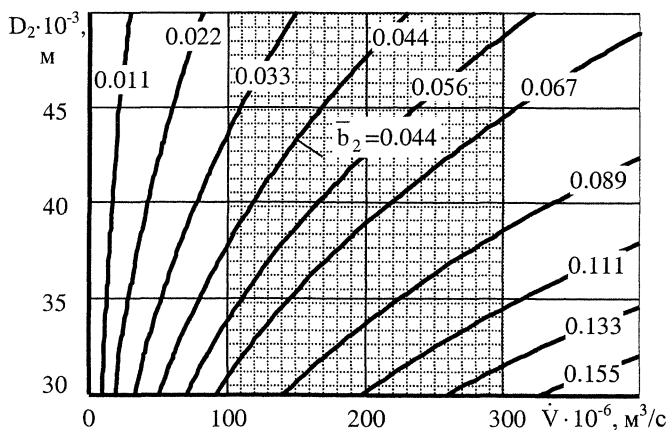


Рис. 2.6. Распределение линий уровня функции $\bar{b}_2 = f(\dot{V}, D_2) = \text{const.}$ ($n=6000$ об/мин, $\bar{F}=5$, $\bar{D}_1=0.5$, $\beta_{2л}=60^\circ$):



- зона работы малорасходных насосов СТР

параметрами МЦН. На режимах с числом оборотов $n=6000$ об/мин, $\beta_{2л} = 60^\circ$, $\psi_1 = 0.8$, $\psi_2 = 0.9$ (коэффициент стеснения лопатками потока на выходе), $\eta_p = 0.8$ линии уровня $\bar{b}_2 = \text{const.}$ образовали область значений с границами: $\bar{b}_2 = 0.025$ при $\dot{V} = 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$, $D_2 = 50 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, что соответствует параметрам тихоходных РК (малые n_s), и $\bar{b}_2 = 0.14$ – уровень, соответствующий параметрам нормальных РК. Верхняя граница расчётных значений $\bar{b}_2$ (при условии $\bar{F}=5$) оказалась в 1.57 раза больше, чем рекомендуемая для малорасходных нагнетателей (см. табл. 2.4.).

Рассмотрим распределение $\bar{b}_2 = \text{const.}$ для всего диапазона рекомендуемых значений $\bar{F}$, исключив из (2.22) расход $\dot{V}$ путём замены $D_2 = D_1 / \bar{D}_1$. Значение D_1 используем из формулы (2.12). Тогда:

$$\bar{b}_2 = 0.423 \frac{\bar{F} \cdot \bar{D}_1^2 \cdot (1 - k_{двг}^2) \cdot \psi_1}{\pi \cdot \sin \beta_{2л} \cdot \psi_2}. \quad (2.23)$$

На рис. 2.7 построено распределение линий уровня $\bar{b}_2|_{\bar{D}_1=0.5} = \text{const.}$ для всего спектра значений угла $\beta_{2л} = 20^\circ \dots 90^\circ$, степени диффузорности каналов $\bar{F} = 0.5 \dots 10$ и коэффициентов стеснения потока

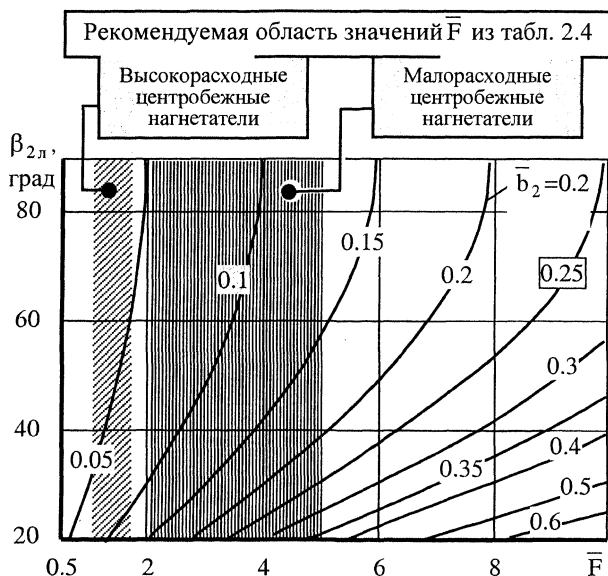


Рис. 2.7. Распределение линий уровня функции $\bar{b}_2 = f(\bar{F}, \beta_{2л}) = \text{const.}$ ($\bar{D}_1 = 0.5$)

$\psi_1 = 0.8$, $\psi_2 = 0.9$. Области рекомендуемых значений $\bar{F}$, приведённых в табл. 2.4, выделены штриховкой. Обращает на себя внимание асимптотический характер зависимости $\bar{b}_2|_{\bar{D}_1=0.5} = \text{const.}$ при $\beta_{2л} \rightarrow 90^\circ$.

Поле значений $\bar{b}_2$ для высокорасходных нагнетателей заняло интервал, равный примерно $0.03 \dots 0.12$. Для малорасходных типов нагнетателей значения $\bar{b}_2$ оказались в $1.5 \dots 3$ раза большими, так как абсолютные значения составили $\bar{b}_2 = 0.055 \dots 0.35$.

Значительный, в несколько раз, рост $\bar{b}_2$ для МЦН можно осуществить за счёт ширины лопаток b_2 на выходе РК, так как значение D_2 должно оставаться постоянным, регламентируемым требуемым коэффициентом напора насоса при заданном ω . Миниатюризация центробежного насоса, позволяющая перевести его в класс малорасходных, в сложившейся практике проектирования сопровождается диспропорцией масштабирования проточной части РК в сторону увеличения относительных размеров меридионального сечения рабочего колеса.

Таким образом, методики проектирования центробежных нагне-

тателей малорасходного типа обеспечивают более "широкие", по сравнению с высокорасходными вариантами, каналы РК (рис. 2.8).

В дальнейших исследованиях при оценке кинематического соотношения $\bar{c}_{2m} = c_{2m}/u_2$ для МЦН будут рассматриваться значения безразмерных коэффициентов $\bar{b}_2$ и $\bar{F}$, рекомендуемые для малорасходных типов нагнетателей.

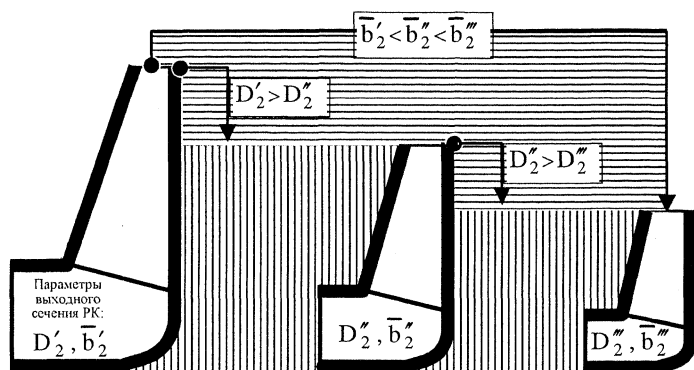


Рис. 2.8. Диаграмма "уширения" РК при переходе от высокорасходного к малорасходному варианту центробежного нагнетателя ($\bar{D}_1 = \text{const.}$)

Используя принцип минимизации потерь в РК, а также выражение (2.19), получим зависимость $\bar{c}_{2m}$ от энергетических и геометрических параметров насоса:

$$\bar{c}_{2m} = \frac{2 \cdot \dot{V}}{\pi D_2^3 \bar{b}_2 \omega \eta_p \psi_2}. \quad (2.24)$$

Выявление пределов изменения приведённой скорости, как функции $\bar{c}_{2m}|_{n=\text{const}} = f(\dot{V}, D_2)$ произведено на рис. 2.9. При расчёте $\bar{c}_{2m}$ задавались значения: $\bar{b}_2 = 0.2$, $\bar{D}_1 = 0.5$, $\eta_p = 0.8$, $\psi_2 = 0.8$, $n = 6000$ об/мин. Через угловые точки выделенной зоны проведены предельные линии уровня $\bar{c}_{2m} = \text{const.}$, регламентирующие границы изменения этого соотношения. В интервале значений $D_2 = (30 \dots 50) \cdot 10^{-3}$ м, $\dot{V} = (100 \dots 300) \cdot 10^{-6}$ м³/с указана зона работы МЦН.

В табл. 2.5 представлен диапазон значений $\bar{c}_{2m}$ для малорасходных режимов работы по расходу $\dot{V} = (100 \dots 300) \cdot 10^{-6}$ м³/с и чисел

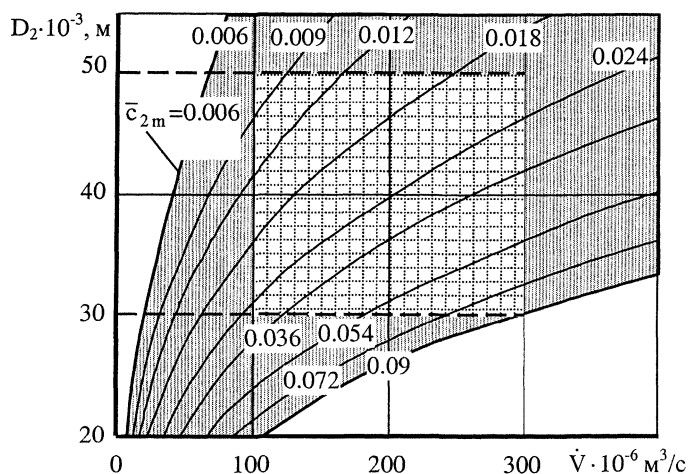


Рис. 2.9. Границы поля значений $\dot{V}$ для малорасходных центробежных насосов при $n=6000$ об/мин:

 – зона работы малорасходных насосов СТР

оборотов $n = (6000 \dots 10000)$ об/мин. Интервал значений приведённой скорости ограничен неравенством $\bar{c}_{2m} \leq 0.09$, что оказалось значительно ниже уровня, встречающегося в практике проектирования общепромышленных ступеней.

Высокие обороты МЦН и диспропорциональная миниатюризация рабочего колеса обуславливают существенное падение уровня значений приведённой скорости $\bar{c}_{2m}$. Соотношение между расходной составляющей скорости в абсолютном течении и переносной скоростью уменьшается на порядок и более. Малые абсолютные значения $\dot{V}$ являются отличительной особенностью гидродинамики данного класса насосов.

Таблица 2.5

Диапазоны изменения $\bar{c}_{2m}$	
n , об/мин	$\bar{c}_{2m}$
6000	0.0075...0.09
8000	0.005...0.063
10 000	0.004...0.054

2.3. Значения расходного параметра q

Чаще всего в расчётных схемах и при обобщении характеристик центробежных насосов указывают расходный параметр q , безразмерная величина которого равна:

$$L \quad \kappa \quad (2.25)$$

Применяя формулы оптимизации параметров насоса, минимизирующие потери в колесе $\dot{V}$, значение q можно выразить как:

$$q = 0.517 \cdot \frac{\bar{D}_1^3 (1 - k_{dgm}^2) \psi_1 \operatorname{ctg} \beta_{2л}}{\pi \cdot b_2 \psi_2} \quad (2.26)$$

Для оценки характера изменения расходного параметра q в области, типичной для МЦН, на рис. 2.10 построен график функции $q = f(\bar{b}_2, \beta_{2л})$. Остальным параметрам в расчётной зависимости (2.26) приданы значения: $\bar{D}_1 = 0.5$, $\eta_p = 0.8$, $\psi_2 = 0.8$. В зоне, типичной для работы насосов СТР значения расходного параметра составили $q = 0.06 \dots 0.1$.

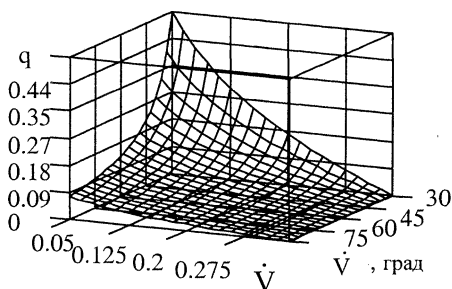


Рис. 2.10. Зависимость расходного параметра q от относительной ширины $\bar{b}_2$ и угла на выходе $\beta_{2л}$

2.4. Число Рейнольдса

Снижение абсолютных размеров насоса и значительное падение относительных скоростей потока, очевидно, должны сказываться на режимах течения рабочего тела по межлопаточным каналам рабочего

колеса. Целесообразно сравнить уровень значений местных чисел Рейнольдса для малорасходных насосов с предельными значениями $Re_{пред}$, принятыми для гидравлических каналов.

Коэффициент потерь трения при течении в каналах ζ_k зависит от числа Рейнольдса $Re_w = w \cdot D_r / \nu$ и относительной шероховатости поверхности канала R_z / D_r , где R_z – средняя высота шероховатости поверхности; D_r – гидравлический диаметр канала.

Эмпирическая зависимость ζ_k от Re_w показана на рис. 2.11, [46]. В зоне II при одинаковой относительной шероховатости в различных каналах и числах Re , превышающих некоторое предельное значение $Re_{пред}$, коэффициент ζ_k не зависит от Re и остается постоянным.

Учитывая, что потери трения в межлопаточных каналах, а также потери, связанные с отрывом потока и вихреобразованием, пропорциональны скорости относительного движения w , рассмотрим её в качестве характерной и для нашего случая. При этом коэффициент ζ_k на рис. 2.11 можно будет рассматривать как коэффициент потерь в колесе, с учётом условности такой аналогии. Зависимости на рис. 2.11 характеризуют режим установившегося течения, в котором профиль скоростей сохраняется почти неизменным, а течение в каналах РК насоса аналогично течению на начальном участке трубы.

Критерий Рейнольдса по относительной скорости Re_w составим на основе параметров входного сечения РК:

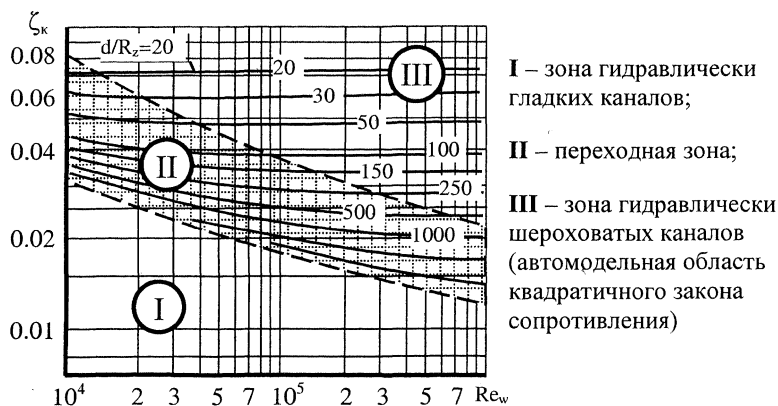


Рис. 2.11. Зависимость коэффициента потерь трения ζ_k для шероховатых каналов от числа Рейнольдса

$$Re_{w1} = \frac{w_1 D_1}{\nu}. \quad (2.27)$$

Подставив в (2.27) значение оптимального диаметра $D_1 = D_1^*$, а также учитывая, что $D_2 = D_1 / \bar{D}_1$, получаем:

$$Re_{w1} = \frac{1.51}{\nu} \cdot \sqrt[3]{\frac{\omega \dot{V}^2}{(1 - \kappa_{d_{BT}}^2)^2 \eta_p^2 \psi_1^2}}. \quad (2.28)$$

Выражение (2.28) и позволяет произвести анализ зависимости Re_{w1} от режимных параметров насоса.

На рис. 2.12 построено поле линий уровня $Re_{w1} = \text{const.}$, дающее представление о характере изменения числа Рейнольдса при различных сочетаниях расхода рабочего тела $\dot{V}$ и угловой частоты вращения ω .

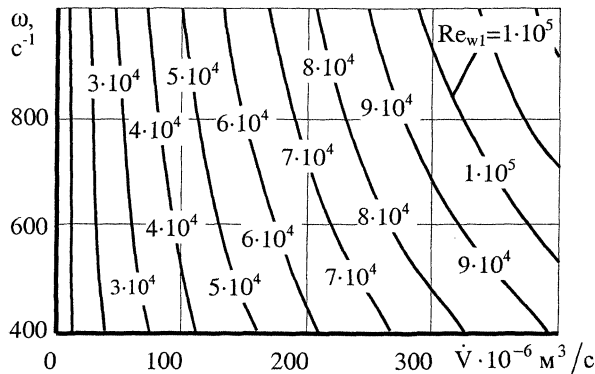


Рис. 2.12. Линии уровня Re_{w1} при изменении расхода $\dot{V}$ и угловой частоты вращения ω

Поле значений Re_{w1} на рис. 2.13 указывает границы изменения чисел Рейнольдса для малорасходных режимов $\dot{V} = (100 \dots 300) \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{с}$ в диапазоне изменения числа оборотов n от 4000 об/мин до 10000 об/мин. В расчётах были заданы значения параметров: $\kappa_{d_{BT}} = 0.4$, $\eta_p = 0.8$, $\psi_1 = 0.8$, $\nu = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, $\bar{D}_1 = 0.5$.

Для малорасходных насосов диапазон значений критерия Рейнольдса составил $Re_{w1} = (5 \dots 10) \cdot 10^4$, что указывает на работу центро-

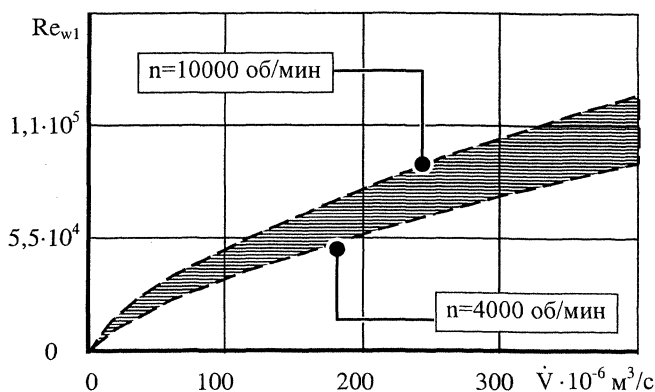


Рис. 2.13. Границы изменения числа Рейнольдса на режимах, соответствующих работе малорасходных центробежных насосов

бежных насосов СТР в неавтомоделной области по числу Re .

Очевидно, для уменьшения потерь трения в малоразмерных насосах необходимо предотвращать рост относительной шероховатости R_z/D_r из-за неизбежного, при миниатюризации насоса, уменьшения размера D_r . Для этого поверхности в малоразмерных насосах должны быть более гладкими, т.е. иметь меньшую абсолютную величину шероховатости R_z . В то же время уровень относительных скоростей в таких насосах значительно ниже, чем в полноразмерных, а это ведёт к уменьшению потерь трения. Взаимовлияние двух противоположно направленных факторов может иметь неоднозначный конечный результат и в ряде случаев положительный эффект от снижения R_z может не наблюдаться.

ГЛАВА 3. МАСШТАБИРОВАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Проектирование центробежного насоса СТР можно интерпретировать как миниатюризацию некоего исходного гипотетического общепромышленного насоса, обладающего оптимальными проточными формами.

В рамках исследования малоразмерных центробежных насосов представляется целесообразным проанализировать влияние различных вариантов миниатюризации центробежного насоса на уровень его энергетической эффективности. Полученные результаты позволят сформулировать критерии целенаправленного выбора схемы миниатюризации центробежного насоса и определить пути совершенствования данного класса насосов.

3.1. Коэффициенты масштабирования

Введём коэффициенты масштабирования размеров в радиально-окружной и меридиональной плоскостях - λ_R и λ_β .

Сопоставим рабочие колеса двух центробежных насосов, одно из которых получено путём пропорционального уменьшения размеров другого колеса. Форма и углы наклона лопаток у РК одинаковы.

Используем для обозначения размеров исходного и миниатюризованного вариантов насоса верхние индексы: "п" – полноразмерный насос и "м" – малоразмерный насос (см. рис. 3.1 и рис. 3.2).

Коэффициент масштабирования λ_R будет регламентировать пропорциональность изменения всех сходственных линейных размеров насоса в радиально-окружной плоскости:

$$\lambda_R = \frac{R_1^m}{R_1^п} = \frac{R_2^m}{R_2^п} = \frac{R_{упл}^m}{R_{упл}^п} = \dots = \frac{L_R^m}{L_R^п} = \text{const.}, \quad (3.1)$$

где L_R^m , $L_R^п$ – любые сходственные линейные размеры сравниваемых РК в радиально-окружной плоскости.

Коэффициент масштабирования λ_β будет характеризовать пропорциональность изменения всех сходственных линейных размеров насоса в меридиональной плоскости:

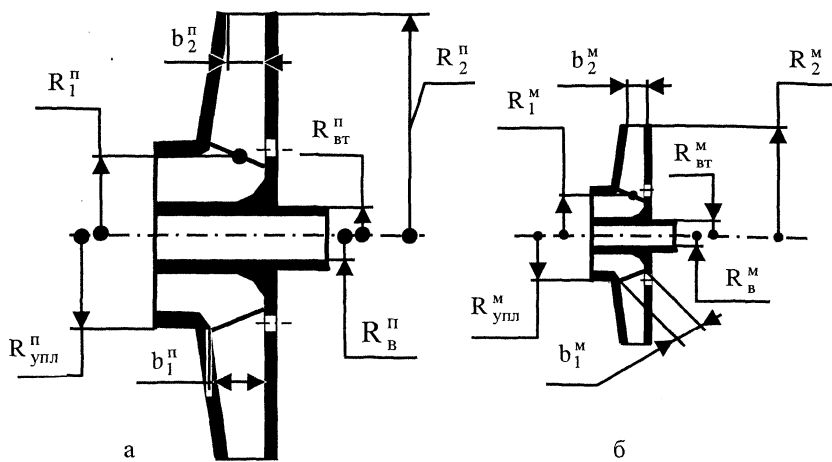


Рис. 3.1. Меридиональная плоскость сечения рабочих колес:
а – полноразмерного насоса; б – малоразмерного насоса

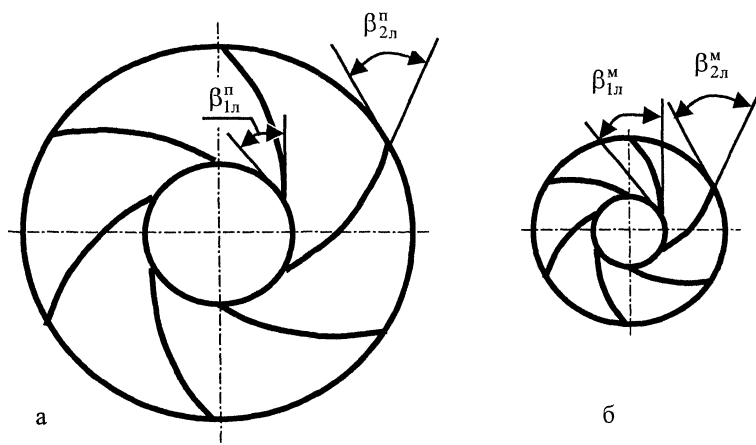


Рис. 3.2. Радиально-окружная плоскость сечения рабочих колес:
а – полноразмерного насоса; б – малоразмерного насоса

$$\lambda_b = \frac{b_1^m}{b_1^n} = \frac{b_2^m}{b_2^n} = \frac{L_{\text{упл}}^m}{L_{\text{упл}}^n} = \dots = \frac{L_b^m}{L_b^n} = \text{const.}, \quad (3.2)$$

где L_b^m, L_b^n – любые сходственные линейные размеры сравниваемых РК в меридиональной плоскости.

Соблюдение полного геометрического подобия конструкций требует, чтобы отношение всех сходственных линейных размеров проточных частей натурной машины и её модели были одинаковыми, т.е.:

$$\lambda_R = \lambda_b. \quad (3.3)$$

3.2. Аналитическое условие кинематического подобия

Строгое выполнение условий гидродинамического подобия для двух геометрически подобных, но различающихся по абсолютным размерам центробежных машин, как показало исследование, проведённое Рисом В.Ф. [48], невозможно.

Например, неравенство $Re > Re_{\text{пред}}$ указывает на попадание в область автомодельности по числу Рейнольдса, в которой изменение числа Re практически не влияет на поток и обеспечивает выполнение важнейшего условия подобия. Однако при миниатюризации насоса и сохранении неизменным рабочего тела, на котором он работает, это условие невыполнимо. Числа Рейнольдса, рассчитанные по абсолютным значениям средних скоростей на отдельных участках проточной части в сходственных сечениях, на сходственных режимах, будут в полноразмерном насосе значительно большими, чем в малоразмерном.

Применим метод приближенного подобия, заключающийся в выборе ограниченного числа критериев, позволяющих проводить не количественную, а качественную оценку исследуемого процесса.

Кинематическое подобие предполагает коллинеарность и сонаправленность векторов скоростей в сходственных точках потоков. В приложении к окружным, абсолютным и относительным скоростям, составляющим векторный треугольник, это подобие задаётся коэффициентом коллинеарности скоростей (или их модулей) λ_c :

$$\lambda_c = \frac{\vec{u}^m}{\vec{u}^n} = \frac{\vec{c}^m}{\vec{c}^n} = \frac{\vec{w}^m}{\vec{w}^n}. \quad (3.4)$$

При нормально организованном входе рабочего тела в РК определяющее значение на работу центробежного насоса оказывает выходной треугольник скоростей. Поэтому условие кинематического подобия сведём к пропорциональности скоростей на выходе рабочего колеса (см. рис. 3.3):

$$\lambda_c = \frac{\vec{u}_2^M}{\vec{u}_2^N} = \frac{\vec{c}_2^M}{\vec{c}_2^N} = \frac{\vec{w}_2^M}{\vec{w}_2^N}. \quad (3.5)$$

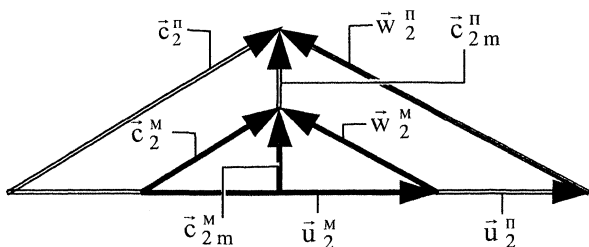


Рис. 3.3. Коллинеарность векторных треугольников

Найдём зависимость λ_c от коэффициентов масштабирования линейных размеров, дополнительно введя коэффициент масштабирования угловой частоты вращения РК λ_ω :

$$\lambda_\omega = \frac{\vec{\omega}^M}{\vec{\omega}^N}. \quad (3.6)$$

Модуль окружной скорости u_2 равен произведению:

$$u_2 = R_2 \cdot \omega. \quad (3.7)$$

Поэтому

$$\frac{u_2^M}{u_2^N} = \frac{R_2^M}{R_2^N} \cdot \frac{\omega^M}{\omega^N} = \lambda_R \cdot \lambda_\omega. \quad (3.8)$$

Используя зависимость u_2^M / u_2^N от коэффициентов λ_R и λ_ω , из уравнения (3.5) получим связь между коэффициентом коллинеарности векторных треугольников λ_c и коэффициентами масштабирования λ_R и λ_ω :

$$\lambda_c = \lambda_R \cdot \lambda_\omega. \quad (3.9)$$

Формула (3.9) является аналитическим условием кинематического подобия потоков, характеризуемых векторными треугольниками скоростей (рис. 3.3).

Миниатюризация насоса, осуществляемая без изменения угловой частоты вращения ротора ω ($\lambda_\omega=1$), в соответствии с условием (3.9) приводит к падению скоростей потока, пропорциональному уровню изменения значений коэффициента масштабирования размеров насоса в радиально-окружной плоскости λ_R . Однако если миниатюризация насоса сопровождается увеличением угловой частоты вращения РК, то возможны варианты, при которых уровень скоростей потока останется неизменным или даже возрастет. В качестве иллюстрации на рис. 3.4 изображены области параметров миниатюризации ($\lambda_R = 0 \dots 1$ и $\lambda_\omega = 0.5 \dots 3$), характеризующие падение ($\lambda_c < 1$), неизменность ($\lambda_c = 1$) или возрастание ($\lambda_c > 1$) скоростей потока.

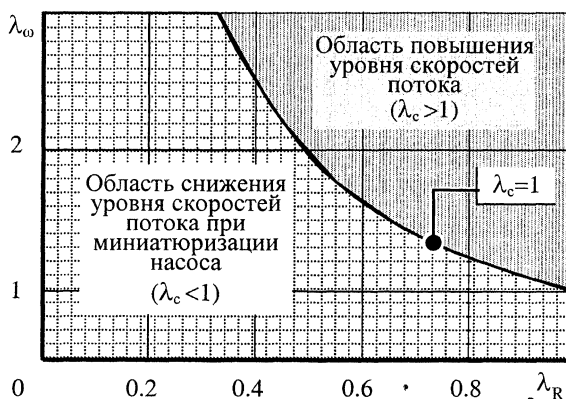


Рис. 3.4. Влияние параметров миниатюризации насоса на коэффициент коллинеарности

В дальнейшем будем считать, что процесс миниатюризации центробежного насоса сопровождается сохранением кинематического подобия потоков в рабочих колёсах сравниваемых вариантов, а, соответственно, и выполнением условия (3.9).

3.3. Изменение выходных параметров насоса

Проточная форма каналов центробежного насоса обеспечивает заданное соотношение между тремя величинами: напором H , расходом рабочего тела $\dot{V}$ и угловой частотой вращения ротора ω . Большое значение при осуществлении процесса миниатюризации приобретает оценка степени изменения напора и расхода рабочего тела через центробежный насос при известных коэффициентах масштабирования λ_R , λ_b и λ_ω .

В ряде случаев при переходе от характеристики "напор насоса" к характеристике – "перепад давления на насосе" будем учитывать масштаб плотностей рабочих тел с помощью коэффициента λ_ρ :

$$\lambda_\rho = \frac{\rho^m}{\rho^n}. \quad (3.10)$$

3.3.1. Напор насоса

В качестве основной зависимости, регламентирующей значение теоретического напора центробежного насоса при бесконечном числе лопаток, используем уравнение Эйлера:

$$H_{\text{т}\infty} = c_{2u\infty} u_2 - c_{1u} u_1. \quad (3.11)$$

Рассмотрим частный случай (3.11), заключающийся в отсутствии закрутки рабочего тела на входе в РК ($c_{1u} = 0$):

$$H_{\text{т}\infty} = c_{2u\infty} u_2. \quad (3.12)$$

Определим величину действительного напора с учётом гидравлического кпд η_r и коэффициента k_z , учитывающего влияние конечного числа лопаток на теоретический напор:

$$k_z = \frac{c_{2u}}{c_{2u\infty}} = \frac{H_r}{H_{\text{т}\infty}}. \quad (3.13)$$

Тогда действительный напор насоса будет равен:

$$H = k_z \eta_r c_{2u\infty} u_2. \quad (3.14)$$

Применим уравнение (3.14) к полноразмерному и малоразмерному вариантам насоса (с введением соответствующей верхней индексации) и найдём отношение действительных напоров:

$$\frac{H^M}{H^П} = \frac{k_z^M \eta_r^M c_{2u\infty}^M u_2^M}{k_z^П \eta_r^П c_{2u\infty}^П u_2^П}. \quad (3.15)$$

Учитывая условие кинематического подобия потоков

$$\frac{c_{2u\infty}^M}{c_{2u\infty}^П} = \lambda_R \cdot \lambda_\omega$$

и вводя коэффициенты масштабирования числа, учитывающего влияние конечного числа лопаток на напор λ_{kz} и гидравлического КПД $\lambda_{\eta r}$,

$$\lambda_{kz} = \frac{k_z^M}{k_z^П}, \quad (3.16)$$

$$\lambda_{\eta r} = \frac{\eta_r^M}{\eta_r^П}, \quad (3.17)$$

получим зависимость отношения напоров от коэффициентов масштабирования:

$$\frac{H^M}{H^П} = \lambda_{kz} \lambda_{\eta r} \lambda_R^2 \lambda_\omega^2. \quad (3.18)$$

Согласно уравнению (3.18) степень уменьшения напора в процессе миниатюризации центробежного насоса при сохранении кинематического подобия потоков пропорциональна уровню изменения коэффициентов масштабирования коэффициента k_z и гидравлического КПД η_r , а также прямо пропорциональна квадратам коэффициентов масштабирования линейных размеров в радиально-окружной плоскости λ_R и угловой частоты вращения рабочего колеса насоса λ_ω .

Важным информационным результатом полученного выражения является появление в нём коэффициентов λ_{kz} и $\lambda_{\eta r}$, которые можно рассматривать как критерии энергетической эффективности рабочего процесса при миниатюризации центробежного насоса.

Графики на рис. 3.5 иллюстрируют влияние $\lambda_{kz} \cdot \lambda_{\eta r}$ на характер изменения λ_R при различных сочетаниях параметров миниатюризации – $H^M/H^П$ и λ_ω .

Область значений $\lambda_{kz} \cdot \lambda_{\eta r} < 1$ указывает на то, что если в про-

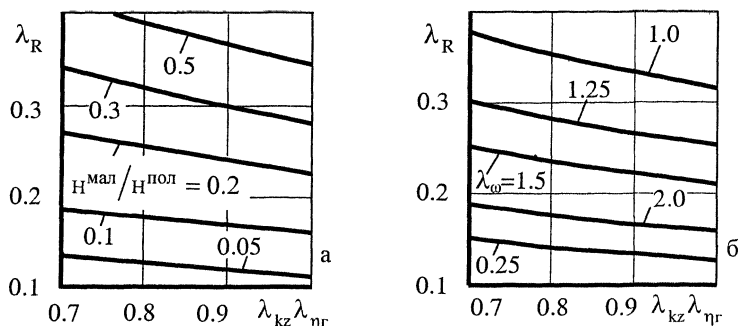


Рис. 3.5. Зависимость λ_R от комплекса коэффициентов $\lambda_{kz} \lambda_{\eta r}$:

а - $H^M/H^\Pi = \text{var}$, $\lambda_\omega = 2$;

б - $\lambda_\omega = \text{var}$, $H^M/H^\Pi = 0.1$

цессе миниатюризации насоса гидравлический комплекс $k_z \eta_r$ уменьшится, то напорные качества насоса, характеризуемые отношением H/H_{∞} , ухудшатся. В соответствии с содержанием правой части уравнения (3.18) снижение $\lambda_{kz} \cdot \lambda_{\eta r}$ может быть компенсировано ростом значений коэффициентов масштабирования λ_R и λ_ω .

В случае проектирования насосов СТР значения λ_ω заведомо обусловлены характеристиками штатных электроприводов, у которых из-за высокого ресурса непрерывной работы ограничены значения угловой частоты вращения ω . Реальная компенсация уменьшения комплекса $\lambda_{kz} \cdot \lambda_{\eta r}$ возможна путём завышения значений коэффициента λ_R и роста радиальных габаритов насоса. Отсюда следует вывод: эффективность миниатюризации центробежного насоса (достижение наименьших значений λ_R при заданных выходных параметрах) зависит от степени сохранения, в процессе миниатюризации, эффективности отклоняющих свойств круговой решётки исходного рабочего колеса и гидравлических потерь, оцениваемых гидравлическим комплексом $k_z \eta_r$.

Исследование уровня корректировки величины λ_R при снижении напорных качеств насоса произведена с помощью графика функции $(\lambda_R/(\lambda_R))_{\lambda_{kz} \lambda_{\eta r}=1} = f(\lambda_{kz}, \lambda_{\eta r})$, рис. 3.6. Здесь безразмерный ком-

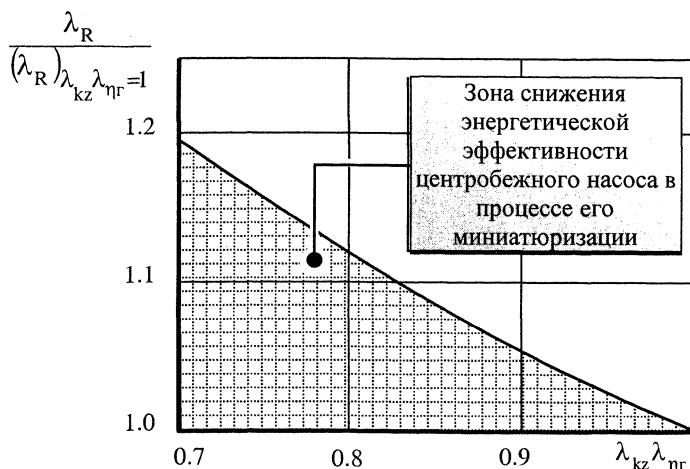


Рис. 3.6. Влияние комплекса $\lambda_{kz} \lambda_{\eta r}$ на поправочный множитель коэффициента масштабирования насоса в радиально-окружной плоскости

плекс $(\lambda_R)/(\lambda_R)_{\lambda_{kz} \lambda_{\eta r}=1}$ является поправочным коэффициентом, на который необходимо умножить значение λ_R при снижении гидравлического комплекса $k_z \eta_r$. Например, уменьшение $\lambda_{kz} \cdot \lambda_{\eta r}$ со значения $\lambda_{kz} \cdot \lambda_{\eta r} = 1$, соответствующего исходному варианту насоса, до значения $\lambda_{kz} \cdot \lambda_{\eta r} = 0.7$ миниатюризованного варианта насоса, приводит к необходимости увеличения λ_R (радиальных размеров насоса) в 1.195 раза.

Очевидно, одним из основных критериев оптимальной миниатюризации центробежного насоса должно стать достижение максимального уровня значений гидравлического комплекса $k_z \eta_r$. Для насосов аэрокосмического назначения указанный фактор является одним из важнейших, так как позволяет обеспечить минимальные радиальные габариты конструкции.

3.3.2. Расход рабочего тела через насос

Рассмотрим зависимость объёмного расхода рабочего тела через центробежный насос от меридиональной составляющей абсолютной скорости c_{2m} без учёта загромождения лопатками выходного сечения РК.

Отношение меридиональных составляющих абсолютной скорости на выходе РК малоразмерного и полноразмерного насосов с учётом кинематического подобия будет отвечать условию

$$\frac{c_{2m}^M}{c_{2m}^n} = \lambda_c = \lambda_R \cdot \lambda_\omega. \quad (3.21)$$

или, с использованием формулы (2.17),

$$\frac{c_{2m}^M}{c_{2m}^n} = \frac{\dot{V}^M \cdot R_2^n \cdot b_2^n}{\dot{V}^n \cdot R_2^M \cdot b_2^M}. \quad (3.22)$$

Заменяя элементы правой части (3.22) на их функциональные зависимости от коэффициентов масштабирования линейных размеров, получим:

$$\frac{c_{2m}^M}{c_{2m}^n} = \frac{\dot{V}^M}{\dot{V}^n \cdot \lambda_R \cdot \lambda_b}. \quad (3.23)$$

Разрешим уравнение (3.23) относительно приведённого расхода $\dot{V}^M / \dot{V}^n$, заменяя отношение скоростей в левой части значением коэффициента коллинеарности, зависящим от соответствующих коэффициентов масштабирования. Тогда требуемое уравнение связи приобретает вид:

$$\frac{\dot{V}^M}{\dot{V}^n} = \lambda_R^2 \cdot \lambda_b \cdot \lambda_\omega. \quad (3.24)$$

Приближённая оценка абсолютных значений расхода через насос при его миниатюризации, сопровождаемой повышением ω в 2 раза ($\lambda_\omega=2$), проведена в табл. 3.1.

Правая часть уравнения (3.24) позволяет констатировать, что на степень изменения расхода рабочего тела через насос при его миниатюризации, кроме известных λ_R и λ_ω , влияет коэффициент λ_b , характеризующий уровень масштабирования размеров рабочего колеса в меридиональной плоскости.

Кроме того, зависимость (3.24) указывает на следующую особенность. Для заданной величины приведённого расхода $\dot{V}^M / \dot{V}^n$ и $\lambda_\omega = \text{const}$ существует множество вариантов соотношений между λ_R и λ_b , произведение которых отвечает условию $\lambda_R^2 \cdot \lambda_b = \text{const}$.

Таблица 3.1

Влияние миниатюризации на расход рабочего тела через
центробежный насос

$\lambda_{\omega}=2$		Кратность уменьшения размеров в меридиональной плоскости (число раз)			
		4	6	8	10
		Уменьшение расхода (число раз)			
Кратность уменьшения размеров в радиально- окружной плоскости (число раз)	4	32	48	64	80
	6	72	108	144	180
	8	128	192	256	320
	10	200	300	400	500

С точки зрения целей миниатюризации оптимальным будет соотношение, при котором значения λ_R являются минимально возможными за счёт завышенных λ_b , то есть за счёт меньшего изменения размеров прототипа в меридиональной плоскости. Для проведения аналитической оценки эффективности миниатюризации (минимальные значения λ_R) введём безразмерный параметр – коэффициент диспропорционального масштабирования k_d , равный

$$k_d = \frac{\lambda_b}{\lambda_R}. \quad (3.25)$$

Значение $k_d=1$ будет указывать на пропорциональное масштабирование насоса при его миниатюризации, а в случае $k_d=2$ размеры в радиально-окружной плоскости будут уменьшены в 2 раза больше, чем в меридиональной.

На рис. 3.7 построены графические зависимости $\lambda_R = f(k_d)$ для различных сочетаний параметров $\dot{V}^m/\dot{V}^n$ и λ_{ω} . Характер всех зависимостей одинаков: при нарастании диспропорции в масштабировании (с зафиксированными $\dot{V}^m/\dot{V}^n$ и λ_{ω}) уменьшается коэффициент

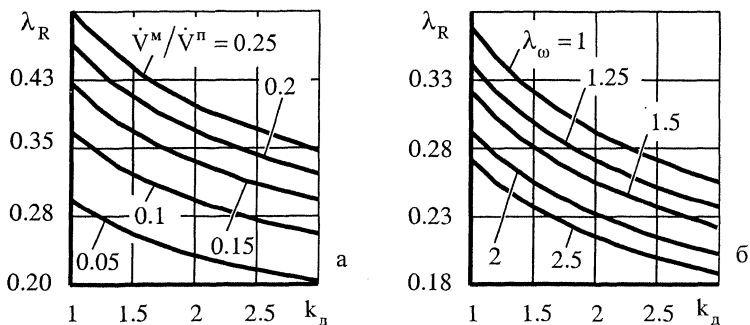


Рис. 3.7. Влияние диспропорционального масштабирования на выбор λ_R :

а - $\dot{V}^м / \dot{V}^п = \text{var}$, $\lambda_\omega = 2$;

б - $\lambda_\omega = \text{var}$, $\dot{V}^м / \dot{V}^п = 0.05$

λ_R , то есть увеличивается степень миниатюризации насоса в радиально-окружной плоскости.

Важным итогом проведённого исследования стало указание пути повышения эффективности процесса миниатюризации насоса. А именно, поиск оптимального значения коэффициента диспропорции масштабирования k_d полноразмерного прототипа насоса.

Оценка влияния абсолютных значений коэффициентов λ_R и λ_b на характер изменения расхода рабочего тела через насос осуществлена с помощью зависимостей $\dot{V}^м / \dot{V}^п = f(\lambda_R, \lambda_b)$, представленных на рис. 3.8. Линии уровня приведённого расхода $\dot{V}^м / \dot{V}^п$ в диапазоне от 0.05 до 1.0 являются геометрическим общим местом точек теоретически возможных соотношений между λ_R и λ_b .

3.4. Потери энергии в насосе

Проведём приближённую оценку влияния миниатюризации центробежного насоса на характер изменения потерь энергии в его проточной части.

Полный кпд насоса на расчётном режиме находится по формуле:

$$\eta = \eta_r \cdot \eta_p \cdot \eta_d \cdot \eta_m, \quad (3.26)$$

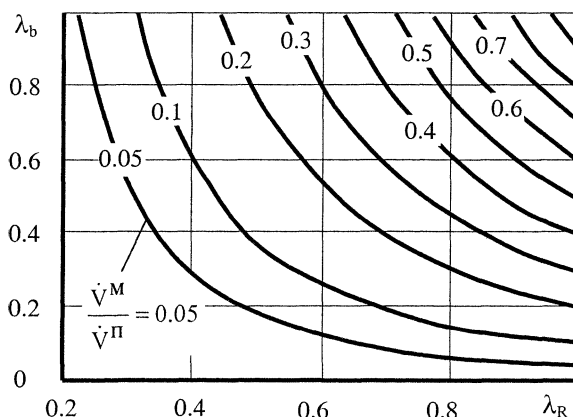


Рис. 3.8. Линии уровня приведённого расхода $\dot{V}^M / \dot{V}^П$ при изменении коэффициентов λ_R , λ_b и постоянном $\lambda_\omega=1$

где локальные кпд η_r , η_p , η_d , η_m характеризуют уровень соответственно гидравлических, объёмных, дисковых и механических потерь.

Рассмотрим влияние параметров миниатюризации центробежного насоса, сопровождаемого в отдельных случаях повышением угловой частоты вращения ротора, на характер изменения каждого из указанных видов потерь. Будем считать, что кинематическое подобие потоков в рабочих колёсах сравниваемых вариантов насосов (условие (3.9) выполняется.

3.4.1. Гидравлические потери

Существующие методики расчёта гидравлических потерь в проточной полости центробежного насоса являются приближёнными, так как указанные потери зависят от множества факторов, часть которых в проводимых оценках игнорируется.

Гидравлические потери в проточной части центробежного насоса L_r при используя традиционных подходов [44, 53, 61] принято раскладывать на три составляющие: потери во входном патрубке $L_{под}$, в рабочем колесе L_k и в отводящем устройстве $L_{отв}$:

$$L_r = L_{под} + L_k + L_{отв}. \quad (3.27)$$

Уравнение связи между гидравлическим кпд η_r и соответствен-

но $\eta_{\text{под}}$, $\eta_{\text{к}}$, $\eta_{\text{отв}}$ – КПД, оценивающими указанные виды потерь, имеет вид:

$$\eta_{\text{г}} = \eta_{\text{под}} \cdot \eta_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{отв}}. \quad (3.28)$$

Как правило, вследствие малых абсолютных значений относительной скорости потока в подводящем патрубке насоса анализом потерь энергии в нём пренебрегают [44], принимая $\eta_{\text{под}}=1$.

Потери в рабочем колесе традиционно условно делят на две составляющие: потери на трение, зависящие от относительной скорости потока и пропорциональные квадрату скорости потока, и потери на удар, зависящие от угла атаки и пропорциональные квадрату относительной скорости на входе в РК (с учётом поправки на угол атаки).

Примем в первом приближении, что расчётный режим работы насоса характеризуется безударным входом в рабочее колесо. Этот режим сохраняется в процессе его миниатюризации, и ударные потери близки к нулю.

Рассматривая потери на трение $L_{\text{тр}}$, чаще всего проводят аналогию между $L_{\text{тр}}$ и потерями на трение в трубах. Для приближённой оценки можно воспользоваться формулой Дарси [15]:

$$L_{\text{тр}} = \zeta \frac{w_1^2}{2}, \quad (3.29)$$

где $\zeta = \xi_{\text{тр}} \cdot L/D_{\text{г1}}$ – коэффициент потерь на трение по длине; L – длина канала; $D_{\text{г1}}$ – гидравлический диаметр входного сечения каналов РК; $\xi_{\text{тр}} = f(\text{Re}_{w1}, \bar{R}_z)$ – коэффициент трения; $\text{Re}_{w1} = w_1 D_{\text{г1}}/\nu$ – местное число Рейнольдса; $\bar{R}_z = R_z/D_{\text{г1}}$ – относительная шероховатость поверхности канала; k – абсолютная шероховатость поверхности канала. Гидравлический диаметр $D_{\text{г1}}$ определяется по формуле [48]:

$$D_{\text{г1}} = \frac{2b_1 \pi D_1 \sin \beta_{1\text{л}}}{\pi D_1 \sin \beta_{1\text{л}} + b_1 z},$$

где z – число лопаток.

Приняв для приближённых расчётов, что число лопаток, относительная высота и угол лопаток на входе неизменны: $z = \text{const.}$, $\bar{b}_1 = b_1/D_1 = \text{const.}$, $\beta_{1\text{л}} = \text{const.}$, получаем, что коэффициент масштабирования гидравлического диаметра входного сечения каналов равен

$\lambda_{Dr1} = D_{r1}^m / D_{r1}^n = \lambda_b$. Длина каналов L пропорциональна радиальным размерам колеса, и коэффициент её масштабирования определяется величиной λ_R .

В диапазоне значений числа Рейнольдса $10 / \bar{R}_z < Re < 500 / \bar{R}_z$ будем находить коэффициент трения $\xi_{тр}$ по формуле А.Д. Альтшуля [15]:

$$\xi_{тр} = 0.11 \left(\bar{R}_z + \frac{68}{Re} \right)^{0.25}. \quad (3.30)$$

В рабочих колёсах центробежных насосов преобладает диффузорное течение, способствующее усилению турбулизации потока, и режим течения здесь можно рассматривать как турбулентный, имеющий характер квадратичного сопротивления при течении по "вполне шероховатым" каналам. Учитывая вышесказанное, воспользуемся формулой Б.Л. Шифринсона [15], полученной для этого случая из формулы (3.30):

$$\xi_{тр} = 0.11 \cdot \bar{R}_z^{0.25}. \quad (3.31)$$

Введя новый коэффициент масштабирования, учитывающий соотношение между коэффициентами трения:

$$\lambda_{\xi_{тр}} = \frac{\xi_{тр}^m}{\xi_{тр}^n}, \quad (3.32)$$

найдем его зависимость от геометрических коэффициентов масштабирования.

Заметим, что в реальных технологических условиях переход с производства полноразмерных на малоразмерные насосы происходит без изменения абсолютной шероховатости R_z поверхности каналов. Поэтому можно констатировать, что $R_z^m = R_z^n$. Тогда

$$\lambda_{\xi_{тр}} = \left(\frac{\bar{R}_z^m}{\bar{R}_z^n} \right)^{0.25} = \left(\frac{1}{\lambda_R} \right)^{0.25}. \quad (3.33)$$

Применяя выражение (3.29) для двух вариантов насоса с учётом (3.33), получим формулу, характеризующую зависимость приведённых потерь на трение $L_{тр}^m / L_{тр}^n$ от нескольких коэффициентов масштабирования:

$$\frac{L_{\text{тр}}^{\text{м}}}{L_{\text{тр}}^{\text{п}}} = \lambda_{\text{Р}}^{2.75} \lambda_{\text{б}}^{-1} \lambda_{\omega}^2. \quad (3.34)$$

Конечный результат указывает на зависимость гидравлических потерь трения в РК от изменения размеров насоса в обеих плоскостях. Причём величина $L_{\text{тр}}^{\text{м}}/L_{\text{тр}}^{\text{п}}$ оказывается обратно пропорциональна коэффициенту масштабирования в меридиональной плоскости $\lambda_{\text{б}}$. В этой связи представляет интерес оценка влияния диспропорции масштабирования, коэффициента $k_{\text{д}}$ на границы перехода в области уменьшенных потерь при различных сочетаниях коэффициентов масштабирования $\lambda_{\text{Р}}$ и λ_{ω} . На рис. 3.9 для трёх значений λ_{ω} изображены линии постоянного уровня $L_{\text{тр}}^{\text{м}}/L_{\text{тр}}^{\text{п}} = 1$, которые являются границами указанных переходов в рамках изменения коэффициентов $\lambda_{\text{Р}}$ и $k_{\text{д}}$. При построениях была использована зависимость, получаемая из (3.34) путём введения коэффициента диспропорциональности $k_{\text{д}}$ из уравнения (3.25):

$$\frac{L_{\text{тр}}^{\text{м}}}{L_{\text{тр}}^{\text{п}}} = \lambda_{\text{Р}}^{1.75} k_{\text{д}}^{-1} \lambda_{\omega}^2 = 1. \quad (3.35)$$

Для всех трёх вариантов λ_{ω} увеличение диспропорции $k_{\text{д}}$ приводит к расширению зоны снижения потерь при $\lambda_{\text{Р}} = \text{const}$. С увеличением числа оборотов (ростом λ_{ω}) угол наклона границы увеличивается,

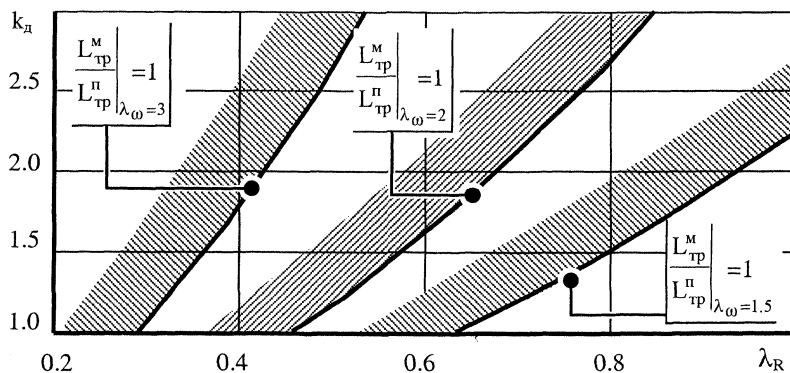


Рис. 3.9. Зависимость границ перехода в области уменьшенных потерь на трение (заштрихованные зоны) в пределах реального диапазона изменения $\lambda_{\text{Р}}$ и $k_{\text{д}}$

что свидетельствует об уменьшении степени влияния диспропорции масштабирования на указанный процесс.

Вариант анализа зависимости (3.35) без диспропорционального масштабирования ($k_d=1$) представлен на рис. 3.10. Здесь построены линии постоянных значений функции двух переменных $L_{тр}^M/L_{тр}^n = f(\lambda_R, \lambda_\omega)$ в границах реального изменения аргументов миниатюризации $\lambda_R = 0.2 \dots 1.0$ и $\lambda_\omega = 1.0 \dots 3.0$. Обращает на себя внимание существование области значений функции $L_{тр}^M/L_{тр}^n < 1$ в диапазоне изменения $\lambda_\omega = 1.0 \dots 2.5$, который характеризует снижение уровня потерь на трение при уменьшении абсолютных размеров насоса в 2.5 раза и более. Увеличение этих потерь происходит только за счёт роста угловой частоты вращения РК, сопровождаемой при неизменных размерах увеличением расхода через насос и соответствующим ростом относительных скоростей потока.

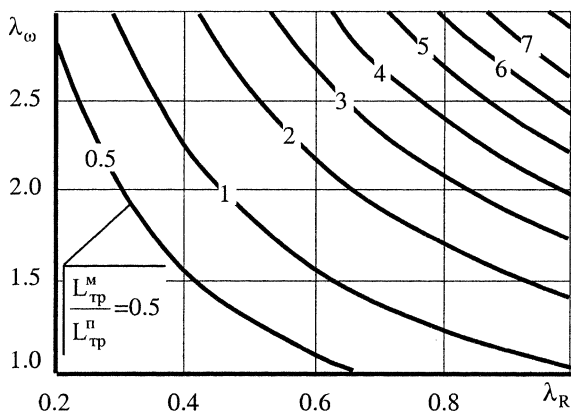


Рис. 3.10. Линии уровней функции $L_{тр}^M/L_{тр}^n = f(\lambda_R, \lambda_\omega)$

3.4.2. Объёмные утечки рабочего тела

Расходный кпд центробежных насосов определяется по формуле:

$$\eta_p = \frac{\dot{V}}{\dot{V} + \dot{V}_{ут}}. \quad (3.36)$$

Утечки рабочего тела через щелевые уплотнения (рис. 3.11) в общем случае оцениваются выражением

$$\dot{V}_{\text{ут}} = \mu \cdot F_{\text{упл}} \sqrt{\frac{2\Delta p_{\text{упл}}}{\rho}}, \quad (3.37)$$

где μ – коэффициент расхода; $F_{\text{упл}}$ – площадь поперечного сечения щелевого уплотнения; $\Delta p_{\text{упл}}$ – перепад давления на уплотнении.

Сопоставляя относительную величину утечек для полно и мало-размерных вариантов насоса, получим:

$$\frac{\dot{V}_{\text{ут}}^{\text{м}}}{\dot{V}_{\text{ут}}^{\text{п}}} = \frac{\mu^{\text{м}}}{\mu^{\text{п}}} \cdot \frac{F_{\text{упл}}^{\text{м}}}{F_{\text{упл}}^{\text{п}}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{упл}}^{\text{м}}}{\Delta p_{\text{упл}}^{\text{п}}}} \cdot \sqrt{\frac{\rho^{\text{м}}}{\rho^{\text{п}}}}. \quad (3.38)$$

Коэффициенты расхода $\mu^{\text{м}}$ и $\mu^{\text{п}}$ определяются отношениями линейных размеров в уплотнениях и коэффициентами их сопротивлений. Первые в условиях миниатюризации имеют различный масштаб изменений. В частности, размер щелевого уплотнения в радиально-окружной плоскости Δ – зазор щели, по эксплуатационным и технологическим причинам практически не уменьшается. Поэтому можно констатировать $\Delta^{\text{м}} \approx \Delta^{\text{п}}$. Зато линейный размер в меридиональной плоскости $L_{\text{упл}}$ – длина щелевого уплотнения – изменяется пропорционально остальным размерам насоса в этой плоскости $L_{\text{упл}}^{\text{м}} / L_{\text{упл}}^{\text{п}} = \lambda_{\text{в}}$.

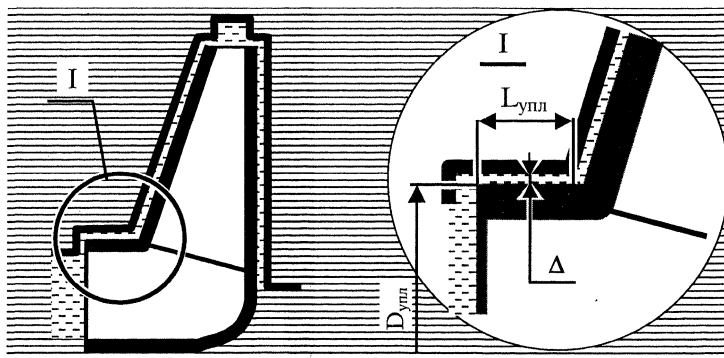


Рис. 3.11. Геометрические параметры щелевого уплотнения центробежного насоса

В приближённых расчётах принимаем, что коэффициенты сопротивления уплотнений пропорциональны длине щелей. Тогда отношение коэффициентов расхода щелевых уплотнений для двух вариантов насоса будет характеризоваться формулой:

$$\frac{\mu^m}{\mu^n} = \sqrt{\frac{1}{\lambda_R \lambda_b}}. \quad (3.39)$$

Отношение площадей проходных сечений в уплотнениях при известном масштабировании λ_R равно:

$$\frac{F_{\text{упл}}^m}{F_{\text{упл}}^n} = \lambda_R^2. \quad (3.40)$$

Отношение перепадов давления в уплотнениях можно считать пропорциональным полным повышением давления, создаваемым насосами. Допустив, что рабочее тело при миниатюризации не меняется $\rho^m = \rho^n$ ($\lambda_\rho = 1$), отношение давлений находим по формуле:

$$\frac{\Delta p_{\text{упл}}^m}{\Delta p_{\text{упл}}^n} = \lambda_R^2 \lambda_\omega^2. \quad (3.41)$$

Учитывая (3.38) – (3.41), выразим $\dot{V}_{\text{ут}}^m / \dot{V}_{\text{ут}}^n$ через масштабные коэффициенты:

$$\frac{\dot{V}_{\text{ут}}^m}{\dot{V}_{\text{ут}}^n} = \frac{\lambda_R^{2.5} \lambda_\omega}{\lambda_b^{0.5}}. \quad (3.42)$$

Из трёх коэффициентов λ_R , λ_b и λ_ω только λ_b (масштабирование в меридиональной плоскости) оказывает непосредственное влияние на конструкцию щелевого уплотнения, изменяя его длину. В зависимости от соотношения параметров миниатюризации λ_R , λ_b и λ_ω функция $\dot{V}_{\text{ут}}^m / \dot{V}_{\text{ут}}^n$ может принимать числовые значения меньше и больше $\dot{V}_{\text{ут}}^m / \dot{V}_{\text{ут}}^n = 1$. Зона значений $\dot{V}_{\text{ут}}^m / \dot{V}_{\text{ут}}^n < 1$, характеризующая уменьшение утечек после миниатюризации, в большей степени зависит от величины коэффициентов λ_R и λ_ω , то есть величины теоретического напора, создаваемого насосом. Снижение λ_R и λ_ω ведёт к падению теоретического напора а соответственно, перепада давления на уплотнении $\Delta p_{\text{упл}}$ и уменьшению утечек. График зависимости

$\dot{V}_{\text{ут}}^{\text{м}} / \dot{V}_{\text{ут}}^{\text{п}}$ от двух коэффициентов масштабирования насоса – λ_{R} , λ_{b} и фиксированном $\lambda_{\omega} = 1$, построен на рис. 3.12.

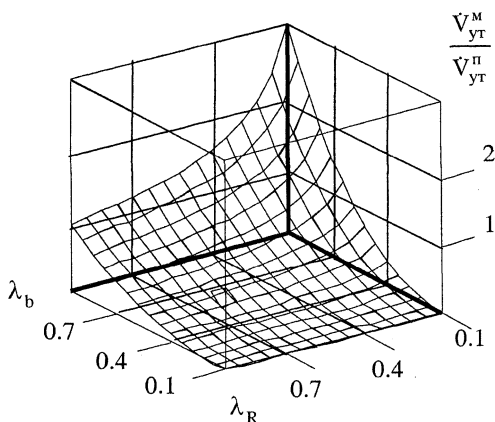


Рис. 3.12. Зависимость приведённых утечек $\dot{V}_{\text{ут}}^{\text{м}} / \dot{V}_{\text{ут}}^{\text{п}}$ от параметров миниатюризации λ_{b} и λ_{R} ($\lambda_{\omega} = 1$)

Для сравнительной оценки интегрированного влияния параметров миниатюризации на объёмные утечки в насосе и выделения областей миниатюризации, в которых их рост не наблюдается, приведена соответствующая иллюстрация на рис. 3.13.

Исследуем влияние миниатюризации на степень изменения утечек относительно расхода через насос. Для этого введём понятие степени уменьшения расхода через насос после его миниатюризации $\alpha_{\dot{V}}$:

$$\alpha_{\dot{V}} = \frac{\dot{V}^{\text{м}}}{\dot{V}^{\text{п}}}, \quad (3.43)$$

а степень уменьшения утечек через щелевое уплотнение после миниатюризации насоса $\alpha_{\dot{V}_{\text{ут}}}$ выразим как

$$\alpha_{\dot{V}_{\text{ут}}} = \frac{\dot{V}_{\text{ут}}^{\text{м}}}{\dot{V}_{\text{ут}}^{\text{п}}}. \quad (3.44)$$

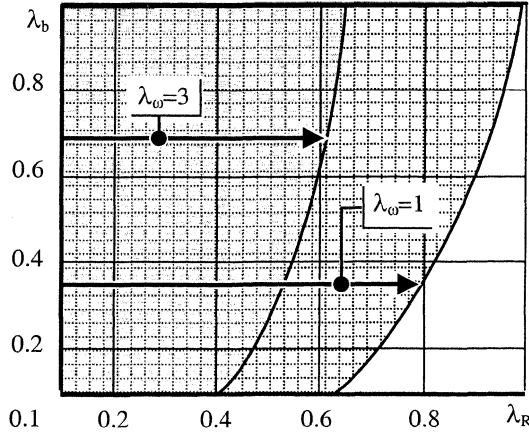


Рис. 3.13. Области миниатюризации насоса (заштрихованные поля), сопровождаемые снижением утечек через целевое уплотнение, $\lambda_\omega = \text{var}$.

Тогда комплекс $\alpha_{\dot{V}_{\text{ут}}} / \alpha_{\dot{V}}$ будет характеризовать относительную скорость изменения объёмных утечек относительно изменения величины расхода рабочего тела через насос после его миниатюризации. Например, значение $\alpha_{\dot{V}_{\text{ут}}} / \alpha_{\dot{V}} = 1$ будет соответствовать варианту, когда удельный вес объёмных утечек рабочего тела через уплотнение по отношению к расходу через насос не изменится, а $\alpha_{\dot{V}_{\text{ут}}} / \alpha_{\dot{V}} = 2$ — случаю, когда после миниатюризации насоса удельный вес утечек вырастет в 2 раза.

Найдём зависимость $\alpha_{\dot{V}_{\text{ут}}} / \alpha_{\dot{V}}$ от масштабных коэффициентов, воспользовавшись формулами (3.24) и (3.42):

$$\frac{\alpha_{\dot{V}_{\text{ут}}}}{\alpha_{\dot{V}}} = \frac{1}{\lambda_b} \sqrt{\frac{\lambda_R}{\lambda_b}}. \quad (3.45)$$

Введём коэффициент диспропорции масштабирования k_d , преобразуя выражение (3.45) к виду:

$$\frac{\alpha_{\dot{V}_{\text{ут}}}}{\alpha_{\dot{V}}} = \lambda_R^{-1} \cdot k_d^{-1.5}. \quad (3.46)$$

Формула (3.46) позволяет определить области существования двух вариантов миниатюризации, один из которых сопровождается ростом удельного веса утечек ($\alpha_{\dot{v}_{ут}}/\alpha_{\dot{v}} > 1$), а другой его снижением ($\alpha_{\dot{v}_{ут}}/\alpha_{\dot{v}} < 1$, рис. 3.14. Характер изменения границы указанных областей – кривая $\alpha_{\dot{v}_{ут}}/\alpha_{\dot{v}} = 1$, указывает на то, что рост диспропорции масштабирования (путём увеличения значений коэффициента $k_d > 1$) уменьшает долю утечек относительно расхода через насос. Объясняется это увеличением относительной длины щелевого уплотнения из-за диспропорции масштабирования и, как следствие, возрастанием коэффициента сопротивления уплотнения, которое приводит к уменьшению утечек рабочего тела через его кольцевую щель.

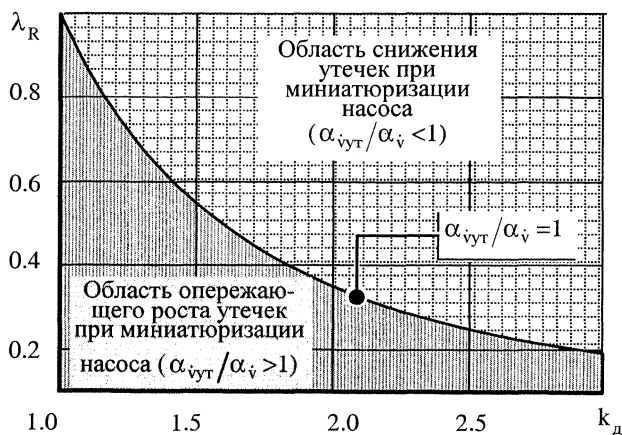


Рис. 3.14. Влияние параметров миниатюризации на комплекс $\alpha_{\dot{v}_{ут}}/\alpha_{\dot{v}}$

3.4.2.1. Диспропорциональное масштабирование щелевого уплотнения насоса

Нарушение геометрического подобия при миниатюризации щелевого уплотнения центробежного насоса ведёт из-за неизменности радиального зазора $\Delta = \text{const.}$ и абсолютной шероховатости поверхно-

сти $R_z = \text{const.}$ к существенному росту объёмных утечек рабочего тела и заметному падению расходного КПД η_p , а соответственно, и полного КПД малорасходного насоса. Решение проблемы заключается в повышении гидравлического сопротивления кольцевой щели уплотнения.

Указанная задача является актуальной для всех типоразмеров центробежных насосов. При этом чаще всего прибегают к двум модификациям щелевого уплотнения:

- уменьшению радиальных зазоров с помощью плавающих колец;
- выполнению лабиринтных каналов в щели уплотнения.

Указанные приёмы не нашли применения в насосах СТР из-за малых размеров насосов и конструктивной сложности решений.

Рассмотрим метод диспропорционального масштабирования щелевого уплотнения в пользу размеров меридионального сечения с целью повышения гидравлического сопротивления его малоразмерного варианта. Диспропорция заключается в увеличении относительной длины уплотнения $L_{\text{упл}}/D_2$. Конструктивно она реализуется путём удлинения бурта рабочего колеса МЦН (рис. 3.15), где параметры полноразмерного насоса обозначены с индексом "п", малоразмерного насоса с индексом "м". Важным аргументом в пользу такого предложения является конструктивная пригодность МЦН СТР для его реализации: рабочие колёса крепятся на валу, как правило, консольно,

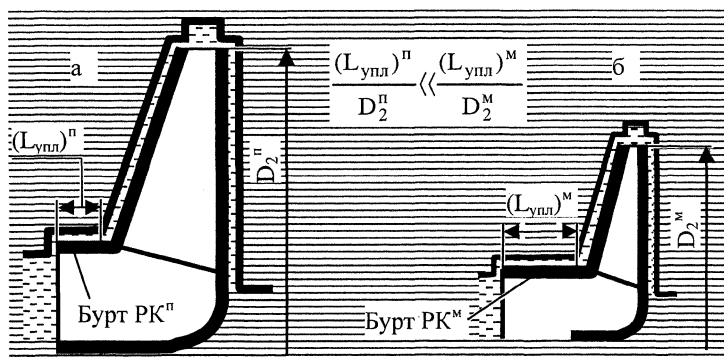


Рис. 3.15. Диспропорциональное масштабирование щелевого уплотнения при миниатюризации центробежного насоса:
а – полноразмерный вариант; б – малоразмерный вариант

корпуса насосов имеют пространственный резерв в осевом направлении, роторы насосов – жёсткие, не подверженные деформациям изгиба.

С целью оценки энергетической эффективности применения "удлинённых" уплотнений в МЦН был проведён цикл вычислений, блок-схема которых представлена на рис. 3.16. В основу расчётов положен принцип минимизации суммарных потерь на дисковое трение и утечки. Цель – обеспечение максимального значения комплекса $\eta_{др}$ в виде произведения кпд $\eta_{др} = \eta_p \cdot \eta_d$ с сохранением неизменными остальных энергетических и геометрических параметров насоса. В алгоритме применялись типовые для данных видов расчётов зависимости, описанные, в частности, в источниках [27, 34, 35, 44]. Аналитическое содержание основных формул приведено в табл. 3.2.

Расчёты выполнены для МЦН с параметрами: $H=150$ дж/кг, $\dot{V}=250 \cdot 10^{-6}$ м³/с, $n=6000$ об/мин, $\eta_n=0.55$, $n_s=44.8$, $\rho=0.8 \cdot 10^3$ кг/м³, $v=1 \cdot 10^{-6}$ м/с², $p_1=10^4$ Па, $D_2=4 \cdot 10^{-2}$ м, $D_{упл}=2 \cdot 10^{-2}$ м, $\Delta=1 \cdot 10^{-4}$ м, $a=2 \cdot 10^{-3}$ м, $R_z=6.3 \cdot 10^{-6}$ м.

По результатам вычислений построены зависимости энергетических параметров МЦН от относительной длины уплотнения $L_{упл}/D_2$. На графиках рис. 3.17 заштрихованной областью отмечены значения параметра $L_{упл}/D_2$, приемлемые с точки зрения поставленной цели. На рис. 3.17, а показан характер изменения приведённых мощностей $\bar{N}_{ут} = N_{ут}/N_z$ и $\bar{N}_d^{упл} = N_d^{упл}/N_z$, где N_z – затраченная мощность насоса (описание мощностей $N_{ут}$, $N_d^{упл}$ дано в табл. 3.2).

Монотонности зависимостей $\bar{N}_{ут} = f_1(L_{упл}/D_2)$ и $\bar{N}_d^{упл} = f_2(L_{упл}/D_2)$ различны по знаку. Точка пересечения кривых $L_{упл}/D_2=2.38$ является границей приемлемого увеличения длины уплотнения. Дальнейший рост параметра $L_{упл}/D_2$ приводит к высокому уровню значений $N_d^{упл}$ – потерь мощности на трение о бурт РК, играющего роль вращающейся стенки кольцевой щели уплотнения. Оценка оптимальных значений $L_{упл}/D_2$ произведена на рис. 3.17, б. Здесь при нахождении дискового кпд η_d рассматривалась мощность потерь на дисковое трение N_d , а потери мощности в уплотнении $N_d^{упл}$ учитывались в качестве одной из составляющих N_d (см табл. 3.2). На графике представлена картина изменения двух составляющих кпд насоса: дискового η_d и расходного η_p , а также комплекса $\eta_{др}$. Комплекс $\eta_{др}$ играет роль

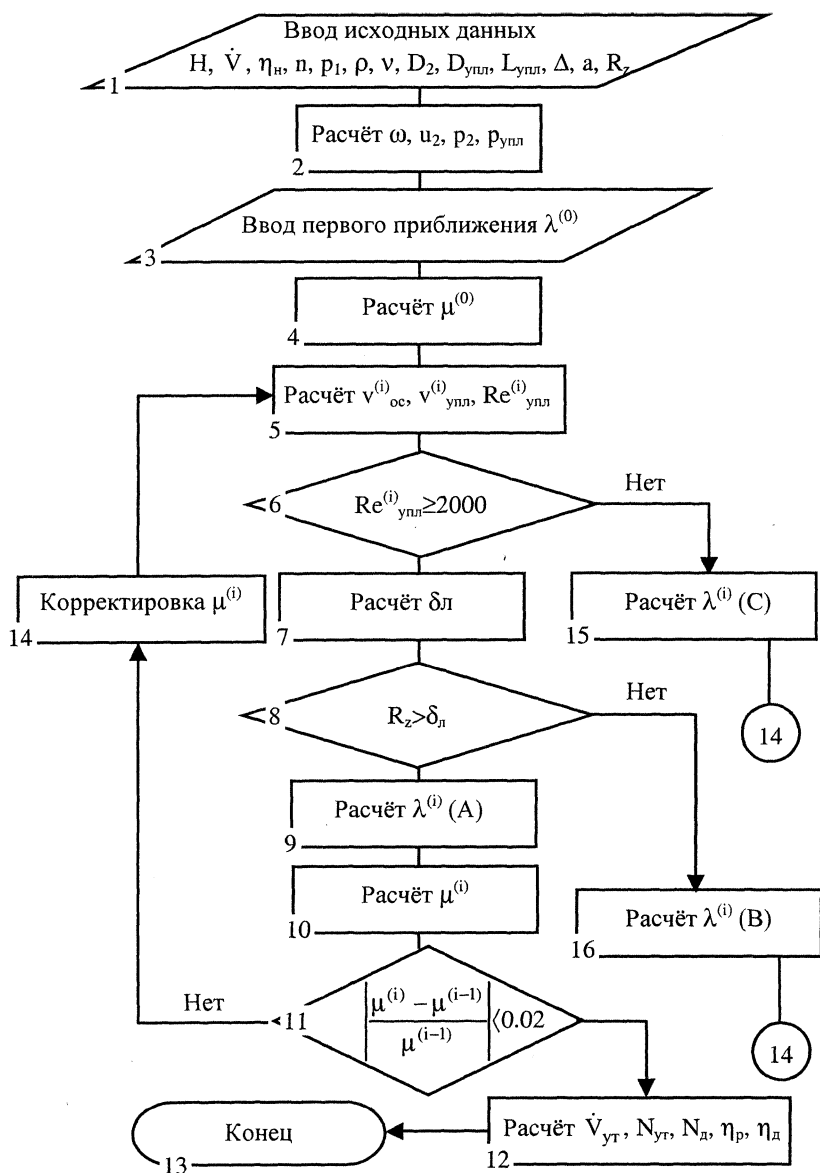


Рис. 3.16. Блок-схема расчёта параметров щелевого уплотнения

критерия, характеризующего интегральный уровень дисковых и объёмных потерь. Величина $(\eta_{\text{др}})_{\text{max}}$ обеспечивает наибольший кпд насоса η_n на расчётном режиме с сохранением неизменными гидравлических и механических потерь.

Окрестность экстремума функции $\eta_{\text{др}}=f(L_{\text{упл}}/D_2)$ на графике рис. 3.17, б занимает интервал $L_{\text{упл}}/D_2=0.7\dots 1.2$, что почти на порядок превышает значения, рекомендуемые для общепромышленных насосов.

Полученные результаты указывают на один из немногих относительно простых конструктивных резервов повышения кпд центробежного насоса, при его миниатюризации – диспропорциональное масштабирование щелевого уплотнения.

Таблица 3.2

Расчётные формулы блок-схемы, представленной на рис. 3.16

Параметр	Формула вычисления
Давление перед уплотнением	$p_{\text{упл}} = p_2 - \rho \frac{u_2^2}{8} \left[1 - \left(\frac{D_2}{D_{\text{упл}}} \right)^4 \right]$
Коэффициент расхода рабочего тела через уплотнение	$\mu = \frac{1}{\sqrt{\lambda \frac{L_{\text{упл}}}{2\Delta} + 1.5}}$
Осевая составляющая скорости потока в уплотнении	$v_{\text{ос}} = \mu \sqrt{2 \frac{p_{\text{упл}} - p_1}{\rho}}$
Абсолютная скорость потока в уплотнении	$v_{\text{упл}} = \sqrt{v_{\text{ос}}^2 + \left(\omega \frac{D_{\text{упл}}}{2} \right)^2}$
Число Рейнольдса	$\text{Re}_{\text{упл}} = \frac{2 \cdot v_{\text{упл}} \cdot \Delta}{\nu}$

Таблица 3.2
(продолжение)

Параметр	Формула вычисления	
Коэффициент сопротивления кольцевой щели уплотнения	A	$\lambda = \frac{1}{1.74 + 21g \frac{\Delta}{R_z}}$
	B	$\lambda = \frac{1}{\left(21g Re_{упл} \sqrt{\lambda L_{упл}} - 0.8\right)^2}$
	C	$\lambda = \frac{64}{Re_{упл}}$
Толщина ламинарного подслоя в течении через уплотнение	$\delta_d = 11.6 \frac{v}{v_{упл}} \sqrt{\frac{8}{\lambda}}$	
Объёмные утечки рабочего тела через уплотнение	$\dot{V}_{ут} = \mu \pi D_{упл} \Delta \sqrt{2 \frac{p_{упл} - p_1}{\rho}}$	
Потери мощности на утечку рабочего тела через уплотнение	$N_{ут} = \dot{V}_{ут} H_T \rho$	
Потери мощности на дисковое трение	$N_d = N_d^{упл} + N_d^{тн} + N_d^{шп}$	
Потери мощности на трение о торцевые поверхности РК	$N_d^{тн} = 2c_f \rho \omega^3 (D_2/2)^5$	
Потери мощности на трение о цилиндрические поверхности РК	$N_d^{шп} = 10c_{f0} \rho \omega^3 (D_2/2)^4 L_{шп}$	
Потери мощности на трение о бурт РК с внешней и внутренней стороны	$N_d^{упл} = N_d^{шп} = 20c_f \rho \omega^3 (D_{упл}/2)^4 L_{упл}$	
Коэффициент трения о поверхности РК	$c_f = c_{f0} + \Delta c_f$	
Составляющая коэффициента c_f , не учитывающая утечек	$c_{f0} = \frac{0.036}{Re_u^{0.182}}$	

3.4.3. Потери на дисковое трение

Поверхностями дискового трения являются боковые наружные поверхности рабочего колеса, цилиндрические поверхности покрывного и ведущего дисков, а также бурты шелевого уплотнения.

В общем случае на элементарном участке dR поверхности диска, вращающегося с окружной скоростью u , напряжение трения на стенке характеризуется выражением:

$$\tau_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} \frac{\rho u^2}{2}, \quad (3.47)$$

где $\lambda_{\text{тр}}$ – коэффициент трения.

Для одной стороны вращающегося диска площадью $dF=2\pi R dR$ момент сопротивления дискового трения:

$$dM_{\text{д}} = R \cdot \tau_{\text{тр}} \cdot dF$$

или

$$M_{\text{д}} = \pi \lambda_{\text{тр}} \rho \omega^2 \int_{R_{\text{в}}}^R R^4 \cdot dR. \quad (3.48)$$

Проинтегрировав выражение (3.48), получим:

$$M_{\text{д}} = 0.628 \cdot \lambda_{\text{тр}} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (R^5 - R_{\text{в}}^5). \quad (3.49)$$

Коэффициент трения $\lambda_{\text{тр}}$ при дисковом трении зависит от числа Рейнольдса, шероховатости дисков R_z и расстояния между поверхностями в осевом и радиальном направлениях [44, 61].

С учетом того, что $\lambda_{\text{тр}}^{\text{м}} = \lambda_{\text{тр}}^{\text{п}}$ и $\lambda_{\rho} = 1$, а также, что моментом трения цилиндрических поверхностей дисков РК можно пренебречь, отношение соответствующих мощностей будет иметь следующую зависимость от коэффициентов масштабирования:

$$\frac{N_{\text{д}}^{\text{м}}}{N_{\text{д}}^{\text{п}}} = \frac{\omega^{\text{м}}}{\omega^{\text{п}}} \cdot \frac{M_{\text{д}}^{\text{м}}}{M_{\text{д}}^{\text{п}}} = \lambda_R^5 \cdot \lambda_{\omega}^2. \quad (3.50)$$

Величина приведённой мощности потерь на дисковое трение $N_{\text{д}}^{\text{м}}/N_{\text{д}}^{\text{п}}$ зависит от радиальных размеров РК и его угловой частоты вращения. На рис. 3.18 построена область снижения дисковых потерь в зависимости от параметров миниатюризации.

Таблица 3.2
(окончание)

Параметр	Формула вычисления
Составляющая коэффициента c_f , учитывающая утечки рабочего тела через уплотнение	$\Delta c_f = \frac{3.25 \cdot 10^{-2} \left(\frac{2a}{D_2} \right)^{0.3}}{\left(\frac{g \operatorname{Re}_u^3}{\nu} \right)^{0.05} \left(\frac{\omega D_2}{2v_{cp}} \right)^{0.4}},$ где: v_{cp} - средняя радиальная скорость в боковой пазухе перед уплотнением, а - зазор в боковой пазухе
Дисковый кпд	$\eta_d = 1 - \frac{N_d}{N_3}$
Расходный кпд	$\eta_p = \frac{\dot{V}}{\dot{V} + \dot{V}_{yt}}$

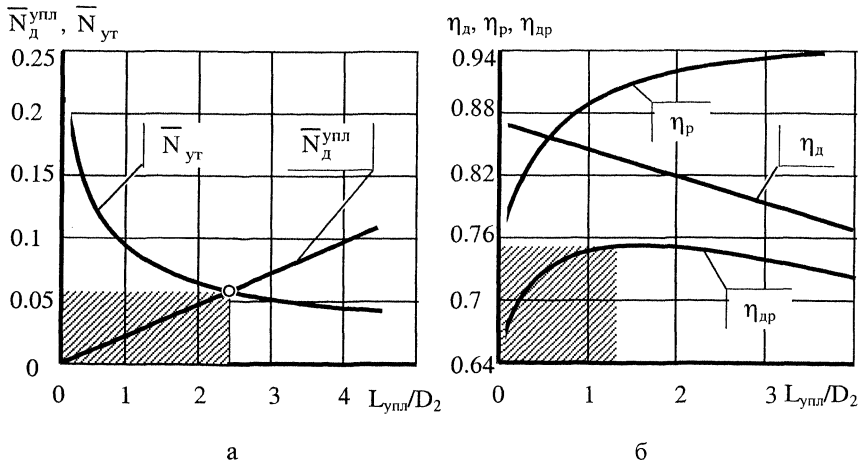


Рис. 3.17. Влияние относительной длины уплотнения $L_{упл}/D_2$ на энергетические параметры МЦН:

а – приведённую мощность; б – кпд;

 – область приемлемого увеличения $L_{упл}/D_2$

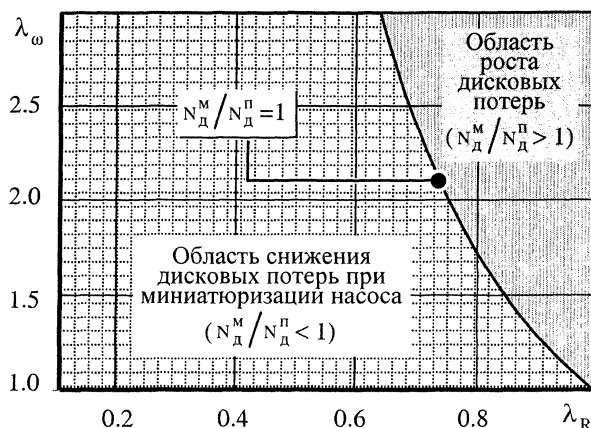


Рис. 3.18. Влияние параметров миниатюризации на приведённую мощность дисковых потерь

Подводя итоги исследованию влияния миниатюризации на параметры центробежного насоса, можно указать следующие характерные показатели этого процесса.

1. Значительное уменьшение размеров центробежного насоса с целью сохранения коллинеарности векторных треугольников реального потока целесообразно проводить на условиях диспропорционального масштабирования размеров в радиально-окружной и меридиональной плоскостях.

2. Диспропорциональное масштабирование необходимо осуществлять за счёт роста меридиональных размеров относительно радиальных размеров рабочего колеса насоса.

3. Миниатюризация центробежного насоса сопровождается нарушением геометрического подобия щелевых уплотнений. Шероховатость поверхности и зазоры в уплотнениях малоразмерных насосов остаются по абсолютной величине такими же, как и в общепромышленных насосах. Как следствие растут утечки рабочего тела, снижается расходный η_p и полный η_n КПД насоса. С целью повышения η_n в МЦН целесообразно применять щелевые уплотнения с большим, чем в общепромышленных насосах, значением относительной длины уплотнения $L_{упл}/D_2$.

ГЛАВА 4. ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ПОТОКА В КАНАЛАХ МАЛОРАЗМЕРНОГО РАБОЧЕГО КОЛЕСА

4.1. Характер течения в рабочем колесе центробежного нагнетателя

Структура потока в межлопаточных каналах РК центробежных нагнетателей носит сложный пространственный характер, обусловленный несколькими гидродинамическими факторами. К основным принято относить [17, 30, 44, 50]:

- отрыв потока;
- уменьшение эффективной поперечной площади межлопаточных каналов за счёт пограничного слоя и отрыва потока;
- вторичные течения, генерирующие парный вихрь.

Во входной части межлопаточных каналов картина течения дополнительно усложняется за счёт существования кавитационных каверн и обратных токов.

Отрыв потока, пограничные слои вдоль лопаток и ограничивающих дисков РК наряду с градиентами скоростей в потенциальной части потока создают пространственную неравномерность поля скоростей (рис. 4.1). При равномерном потоке геометрическая $\bar{F}$ и кинематическая $\bar{W}$ степени диффузорности оказываются одинаковыми $\bar{F} = \bar{W}$. Наличие вязкостных пристеночных течений приводит к уменьшению площади текущего эффективного поперечного сечения F_i на толщину вытеснения δ^* , умноженную на периметр канала, и величину зоны отрыва пограничного слоя. Поэтому в реальных условиях $\bar{F} > \bar{W}$. Уменьшение эффективного сечения F_i принято называть "загромождением" межлопаточных каналов [30], оценку которого возможно произвести на основе знания структуры потока. В конкретном случае [56] при экспериментальном исследовании полей скоростей и давлений потока в межлопаточных каналах РК степень его загромождения рассматривалась, как фактор ухудшения энергетических параметров нагнетателя. Оценка проводилась с помощью коэффициента относительной неравномерности потока K_n по исследуемому параметру: углу, скорости, давления, расходу и т.п. Структурное выражение для определения K_n имело вид:

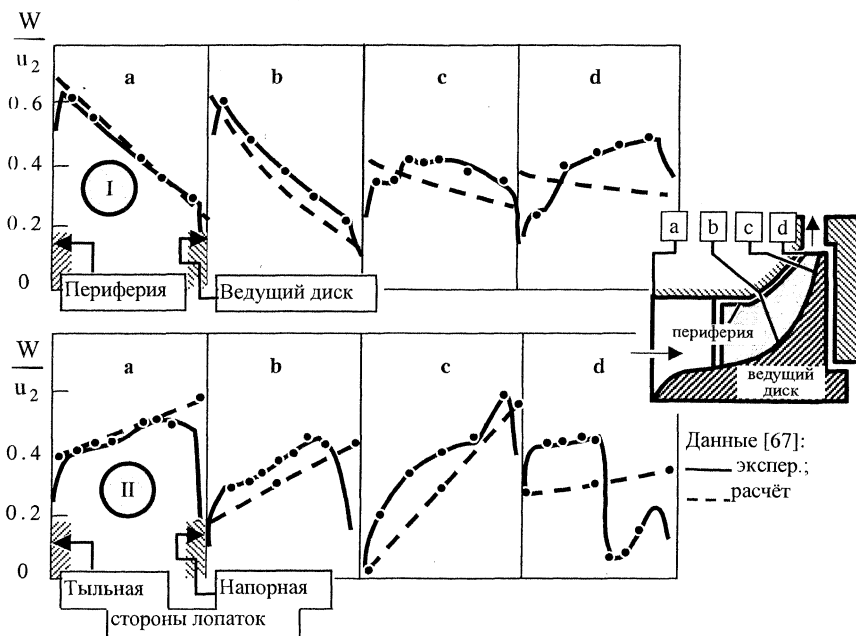


Рис. 4.1. Поля скоростей в каналах РК центробежного нагнетателя в сечениях: I - меридиональном;
II - радиально-окружном

$$K_n = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{\text{ср}}}, \quad (4.1)$$

где $P_{\max}$, $P_{\min}$ – максимальная и минимальная величины параметра P по ширине (окружности) колеса; $P_{\text{ср}}$ – осреднённый измеряемый параметр.

Чем больше была относительная неравномерность поля скоростей, тем выше оказывалось значение коэффициента K_n с адекватным ухудшением энергетических показателей машины.

Вторичные течения вдоль дисков и лопаток РК возникают под действием инерционных сил, обусловленных криволинейной траекторией движения частиц и вращением РК. На рис. 4.2 представлена схема формирования вторичных течений во вращающемся канале [42]. Она показывает распределение относительных

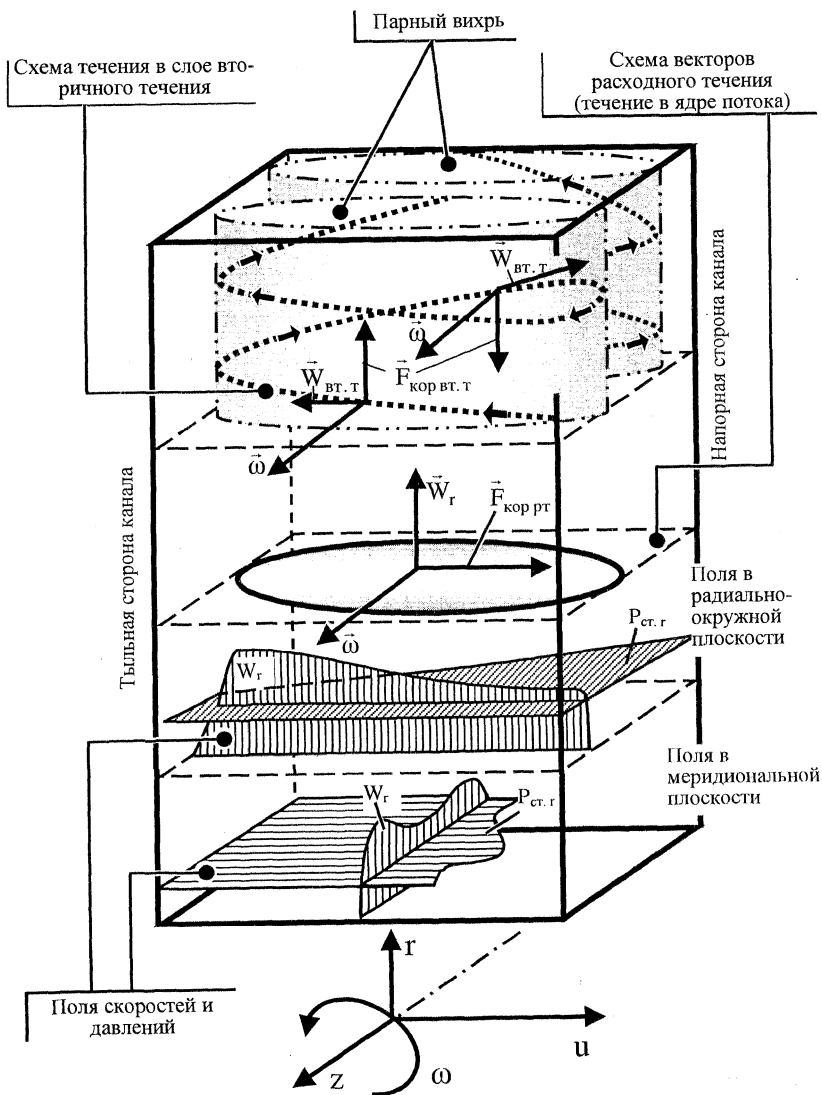


Рис. 4.2. Схема безотрывного течения во вращающемся канале

структур по длине решётки профилей. Натекающий на решетку поток (поз. 3) при торможении у передней кромки лопаток (поз. 1) отрывается от торцевой поверхности (поз. 2) и, огибая с двух сторон переднюю кромку лопаток, сворачивается во входной вихрь (поз. 4), который, вобрав в себя значительную часть заторможенного слоя входного потока, распространяется со стороны напорной к тыльной стороне соседней лопатки под действием поперечного градиента давления.

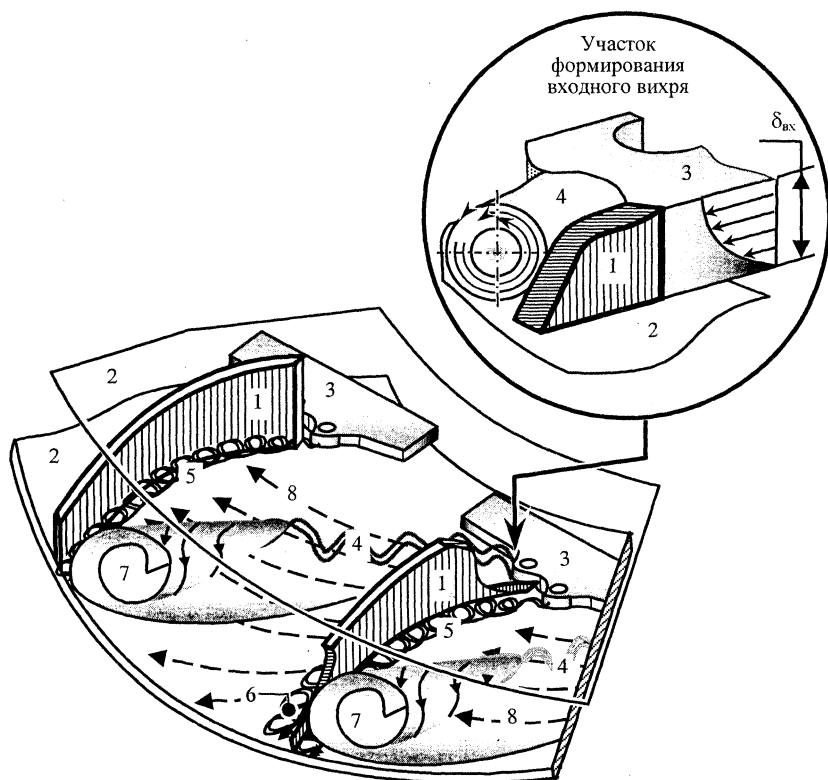


Рис. 4.4. Схематизированная модель вихревых структур в круговой решётке профилей вдоль ограничивающего диска:
 1 – лопатка; 2 – торцевая стенка; 3 – заторможенный слой входного потока;
 4 – входной вихрь; 5, 6 – угловой вихрь; 7 – каналный вихрь;
 8 – вторичные течения

скоростей и статических давлений в меридиональной и радиально-окружной плоскостях течения в потенциальной части потока и в зоне вторичных течений. В пристеночной области под действием градиента статического давления $P_{ст.г}$ от напорной к тыльной стороне канала возникает поперечное течение со скоростью $\vec{W}_{вт.г}$. В силу условия неразрывности, в центральной зоне межлопаточных каналов, условно именуемой расходным течением или ядром потока, формируется обратное компенсирующее течение от тыльной к напорной сторонам канала, образуя парный вихрь. Векторы относительной скорости и кориолисовой силы инерции в слое вторичного течения обозначены соответственно как $\vec{W}_{вт.г}$ и $\vec{F}_{кор.вт.г}$. Те же параметры в зоне расходного течения обозначены $\vec{W}_{рт}$ и $\vec{F}_{кор.рт}$.

Упрощённая модель парного вихря, изображённая на рис. 4.2, выглядит как пара тороидальных вихрей, прилегающих к торцам каналов РК, в которых частицы движутся по спиралевидным траекториям. Реальная картина вихреобразования в межлопаточных каналах оказывается значительно сложнее. На рис. 4.3 представлено изображение парного вихря на выходе РК (вид сверху), состоящего из двух геометрически неэквивалентных вторичных вихрей, несимметрично расположенных в канале.

В теории лопаточных машин до сих пор нет однозначного представления о модели пространственного развития потока вдоль каналов круговых решёток профилей. На рис. 4.4 по данным из работ [9, 21, 47, 54] реконструирована модель развития системы вихревых

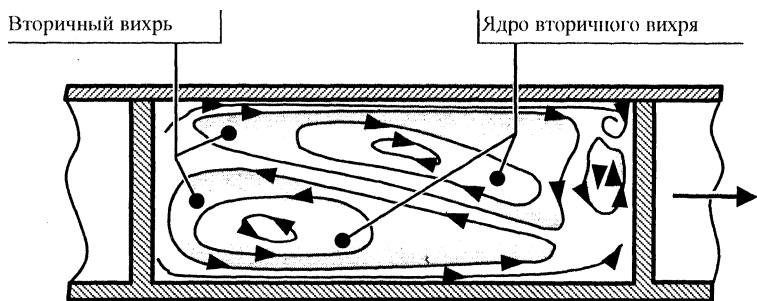


Рис. 4.3. Геометрическая модель вторичных вихрей в межлопаточном канале центробежного колеса (по данным из [6])

Ближе к выходу из решётки входной вихрь (поз. 4) вливается в развитый канальный вихрь (поз. 7), располагаемый у стороны разрежения лопаток.

Механизм образования канального вихря (поз. 7) заключается в следующем. От входного вихря (поз. 4) ниже по каналу из части входного потока формируется пространственный пограничный слой. Жидкость из этого слоя под действием поперечного градиента давления стекает по торцевой стенке межлопаточного канала к стороне разрежения соседней лопатки, подпитывая ветвь входного вихря (поз. 4), переходя вместе с ним в развитый канальный вихрь (поз. 7).

Часть жидкости из заторможенного в пристеночной зоне слоя, огибая профильную поверхность лопаток в угловых зонах между лопаткой и торцевыми стенками, образует угловые вихри (поз. 5, 6). Вихрь (поз. 5) с тыльной стороны лопаток имеет противоположную, относительно канального вихря (поз. 7), закрутку.

Другая часть заторможенной жидкости движется по торцевой стенке под углом к основному потоку в виде вторичного течения поз. 8. Вторичное течение доходит до тыльной стороны лопаток и перемещается в сторону среднего по высоте сечения межлопаточного канала, чему способствует направление вращения канального вихря. В ядре потока возникает компенсационное движение жидкости в обратном направлении, формируя парный вихрь.

Энергетическими издержками существования парного вихря являются потери энергии, пропорциональные уровню его интенсивности, а также ухудшение отклоняющих качеств круговой решётки профилей.

4.2. Влияние параметров пограничного слоя на развитие вихревых структур в межлопаточных каналах

Уменьшение ширины меридионального сечения проточной части РК турбомашин способствует распространению зон влияния пограничного слоя и вторичных течений на центральную область потока в межлопаточных каналах.

Исследованию структуры потока в решетках с узкими меридиональными сечениями, в которых наблюдаются "толстые" пограничные слои, развитые вторичные течения и система связанных с ними вихревых структур, посвящено немного работ. Наиболее полно анализ указанных процессов выполнен Е.Н. Богомоловым [9].

Рассмотрим модель образования входного вихря в межлопаточном канале рабочего колеса центробежного насоса на основе схематизации течения, принятой в работе [9].

Элементы вихревой системы потока заменим на единственный вихрь, образующийся путём свёртывания внешней части заторможенного слоя входного потока с поглощением входных и внутренних вихревых масс вторичного течения в решётке профилей. Расход жидкости $\dot{m}_{\text{вихр}}$ через элемент вихря единичной длины с диаметром $d_{\text{вихр}}$ будет равен

$$\dot{m}_{\text{вихр}} = \int_0^{d_{\text{вихр}}/2} \rho W dr, \quad (4.2)$$

где W – скорость жидкости в вихре.

Рабочая жидкость несжимаема $\rho = \text{const.}$, а образовавшийся входной вихрь имеет структуру вихря Рэнкина с ядром, диаметр которого равен $d_{\text{вихр}}^{\text{я}}$, см. рис. 4.5.

Во внешней части вихря скорость равна относительной скорости потока на входе в решётку W_1 , которую в первом приближении можно принять равной относительной скорости в ядре потока W_{∞} . Тогда

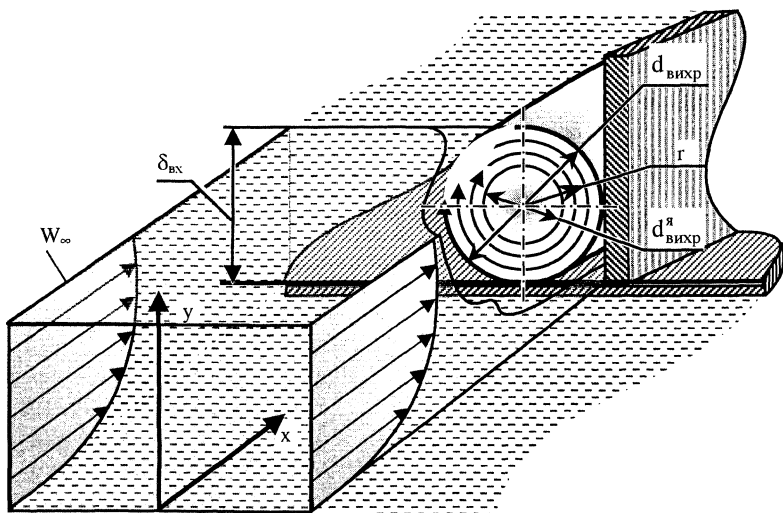


Рис. 4.5. Схема формирования вихря на входе в канал

соотношение между диаметрами $d_{\text{вихр}}^{\text{я}}$ и $d_{\text{вихр}}$ по данным анализа, проведенного в [9], будет составлять

$$\frac{d_{\text{вихр}}}{d_{\text{вихр}}^{\text{я}}} = \sqrt{e}, \quad (4.3)$$

причём, из равенства $d_{\text{вихр}}^{\text{вх}} = \delta_{\text{вх}}$ ($\delta_{\text{вх}}$ – толщина пограничного слоя на входе в решётку) во входной части вихря, получим, что $d_{\text{вихр}}^{\text{я}} = \delta_{\text{вх}} \cdot e^{-1/2}$.

Найдём зависимость скорости вихря $W_{\text{вихр}}$ в относительном движении от параметров пограничного слоя, которые будем далее обозначать с нижним индексом δ .

Согласно уравнению Бернулли осреднённые параметры течения в пограничном слое связаны уравнением:

$$p_{\delta}^* = p_{\delta} + \rho \frac{W_{\delta}^2}{2}, \quad (4.4)$$

где p_{δ}^* , p_{δ} – соответственно, полное и статическое давления; W_{δ} – относительная скорость.

Толщины вытеснения δ^* и потери кинетической энергии δ^{***} в пограничном слое равны [65]:

$$\delta^* W_{\infty} = \int_0^{\delta} (W_{\infty} - W) dy, \quad (4.5)$$

$$\delta^{***} W_{\infty}^3 = \int_0^{\delta} W (W_{\infty}^2 - W^2) dy, \quad (4.6)$$

где W_{∞} – скорость течения в потенциальной части потока.

Преобразуем (4.6):

$$\delta^{***} = \int_0^{\delta} \frac{W}{W_{\infty}} \left(1 - \frac{W^2}{W_{\infty}^2} \right) dy, \quad (4.7)$$

интерпретируя разность $1 - W^2/W_{\infty}^2$ как относительную потерю кинетической энергии по толщине пограничного слоя. Обозначив осреднённое значение кинетической энергии жидкости в пограничном слое как $W_{\delta}^2/2$, используем её для определения δ^{***} по формуле (4.7). Осреднённая скорость W_{δ} будет равна:

$$W_{\delta} = \sqrt{W_{\infty}^2 - \delta^{***} W_{\infty}^3 \left(\int_0^{\delta} W dy \right)^{-1}}. \quad (4.8)$$

Для области формирования вихря можно принять, что давления в среде, куда растекается вихрь, и в зоне пограничного слоя равны $W_{\text{вихр}} = W_{\delta}$. Учитывая (4.5), скорость $W_{\text{вихр}}^{\text{вх}}$ будет определяться по формуле:

$$W_{\text{вихр}} = \sqrt{W_{\infty}^2 - \delta^{***} W_{\infty}^2 (\delta - \delta^*)^{-1}}. \quad (4.9)$$

Приведа толщины пограничного слоя к безразмерному виду:

$$\bar{\delta}^* = \frac{\delta^*}{\delta} \text{ и } \bar{\delta}^{***} = \frac{\delta^{***}}{\delta},$$

преобразуем выражение (4.9):

$$W_{\text{вихр}} = W_{\infty} \sqrt{1 - \frac{\bar{\delta}^{***}}{1 - \bar{\delta}^*}}. \quad (4.10)$$

Уравнение (4.10) характеризует связь между кинематическими параметрами вихря, потенциальной части потока и параметрами пограничного слоя.

Относительная безразмерная скорость вихря $\bar{W}_{\text{вихр}}$, используя (4.10), будет определяться как:

$$\bar{W}_{\text{вихр}} = \frac{W_{\text{вихр}}}{W_{\infty}} = \sqrt{1 - \frac{\bar{\delta}^{***}}{1 - \bar{\delta}^*}}. \quad (4.11)$$

Таким образом, рассмотренная модель вихреобразования позволяет учесть влияние параметров пограничного слоя на кинематику вихря. В разд. 4.3.4 будет проведено исследование процесса формирования вторичных вихрей в межлопаточных каналах.

4.3. Визуализация картин течения в МРК

Традиционным методом экспериментального исследования структуры потока в каналах гидромашин является замер поля скоростей и давлений. Важную дополнительную качественную и количественную информацию даёт визуализация течения внутри межлопаточных каналов. Такие исследования особенно актуальны для миниа-

турных каналов, так как зондирование потока здесь вносит возмущения, неприемлемо искажающие структуру течения. Из-за роста габаритов измерительных зондов до величин, сопоставимых с размерами межлопаточных каналов в меридиональном сечении, погрешность измерений значительно возрастает. Поэтому визуализация картин течения рассматривается как важная составляющая экспериментального исследования структуры потока в малоразмерных каналах.

Визуализация проводилась методом смыва индикаторного покрытия, нанесённого на поверхности, ограничивающие межлопаточные каналы. Для определения типа индикатора и толщины наносимого покрытия, необходимого для визуализации картины течения, были выполнены предварительные исследования. С целью достижения большей достоверности получаемых результатов визуализация была осуществлена на рабочих колёсах, геометрически идентичных натурным объектам. Отличие заключалось в покрывном диске, который выполнялся из прозрачного плексигласа толщиной $(1...2) \cdot 10^{-3}$ м и герметично крепился на штифтах к торцевым поверхностям лопаток с помощью клеевого состава. В качестве рабочего тела применялась вода.

Проведению каждого эксперимента предшествовало несколько подготовительных операций. На исследуемую поверхность – ведущий или покрывной диски – равномерно наносился слой индикатора. Затем покрывной диск с помощью штифтов через клеевой слой крепился к лопаткам с последующей выдержкой для просушки. В процессе эксперимента, после достижения заданных угловой частоты вращения ротора и расхода рабочего тела, этот режим поддерживался постоянным в течение 3...8 мин (в зависимости от частоты вращения ротора и расхода рабочего тела), после чего эксперимент прекращался. Время выхода на режим и остановки составляло 3...5 с, что обеспечивало минимальные искажения визуализированных на исследуемом стационарном режиме работы картин течения.

4.3.1. Интерпретация результатов визуализации

Процесс вязкостного взаимодействия на границе раздела двух слоёв эмульсионной смеси типа индикатор–жидкость (масло–вода) в каналах, сопровождается вымыванием слоя индикатора с образованием в нём разрывов сплошности, см. рис. 4.6. При этом на участках существования струйных и турбулизированных структур индикатор

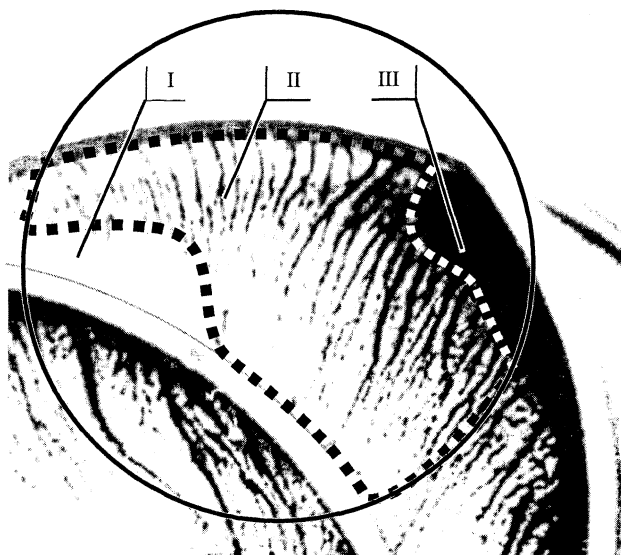


Рис. 4.6. Визуализация течения на фрагменте межлопаточного канала:

I – область полностью смытого индикатора;

II – область формирования шнуров из индикатора (■■■■■ - граница области);

III – область несмытого индикатора

смывается полностью (область I). На участках существования ламинарного подслоя плёнка индикатора разрывается на множество дискретных капель, которые в процессе коагуляции сливаются в вытянутые шнуры, совпадающие с линиями тока (область II). В зонах полного отрыва от поверхности, не содержащих возвратных течений индикатор остаётся на поверхности диска неразмытым (область III).

Интерпретация распределения линий тока в области II осуществлялась на основе общепринятых представлений, изложенных, в частности, в работах [17, 51, 60, 63], и базировалась на следующих понятиях.

Согласно положениям теории поля векторными линиями поля векторов $\mathbf{A}(\mathbf{M})$ называются кривые, касательная в каждой точке которых совпадает с вектором $\mathbf{a}(\mathbf{M})$ в этой точке, рис. 4.7. Векторный элемент $d\mathbf{S}=\{dx,dy,dz\}$ в ортогональной системе координат, касательный в точке $\mathbf{M}$ к векторной линии поля $\mathbf{A}(\mathbf{M})$, оказывается коллинеа-

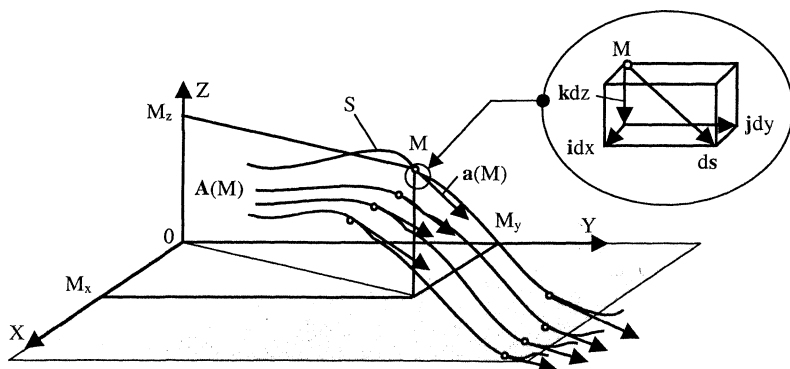


Рис. 4.7. Векторные линии поля $A(M)$

рен вектору $\mathbf{a}(M) = \{a_x(M), a_y(M), a_z(M)\}$ в указанной точке рис. 4.7. Условие коллинеарности этих векторов, записываемое в форме постоянства отношения одноимённых координат векторов

$$\frac{dx}{a_x(M)} = \frac{dy}{a_y(M)} = \frac{dz}{a_z(M)}, \quad (4.12)$$

даёт систему двух дифференциальных уравнений для определения векторных линий поля $\mathbf{a}(M)$. Векторные линии формируют визуальный образ векторного поля и позволяют судить о его структурных элементах. Так, если $\mathbf{a}(M)$ – стационарное поле скоростей текущей жидкости, то векторные линии являются траекториями движения частиц жидкости и называются линиями тока. Уравнение поверхностных (донных) линий тока будет иметь вид:

$$\frac{dy}{dx} = \lim_{z \rightarrow 0} \frac{v}{w_{\text{в.т.}}} = \frac{\partial v / \partial z}{\partial w_{\text{в.т.}} / \partial z} \bigg|_{z \rightarrow 0}, \quad (4.13)$$

где $w_{\text{в.т.}}$ и v – составляющие скорости в направлении осей OX и OY ; z – координата вдоль нормали к торцевой поверхности диска колеса, см. рис. 4.8. Выражение (4.13) имеет также и геометрическую интерпретацию:

$$\varepsilon = \text{tg} \theta_0 = \lim_{z \rightarrow 0} \frac{v}{w_{\text{в.т.}}} = \frac{\tau_{yz}}{\tau_{xz}} \bigg|_{z \rightarrow 0}, \quad (4.14)$$

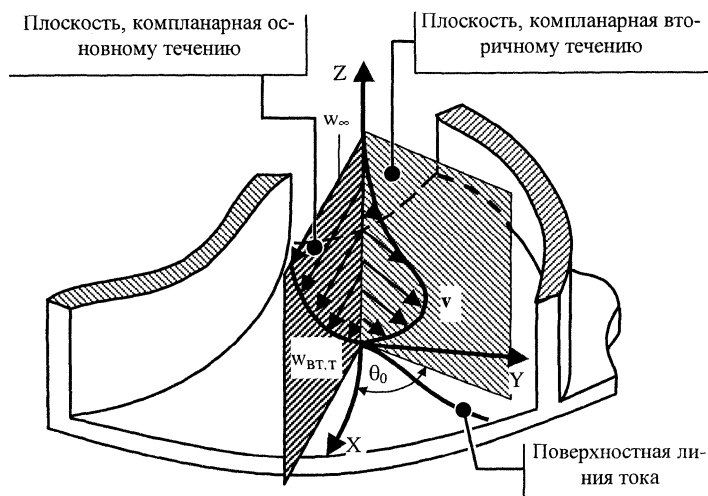


Рис. 4.8. Поля скоростей в слое вторичного течения

где θ_0 – угол отклонения поверхностной линии тока (при $z \rightarrow 0$) от направления потенциального потока; τ_{yz} , τ_{xz} – проекции напряжения трения на стенке в соответствующих координатных плоскостях.

В тех местах, где линии тока сгущаются, движение жидкости осуществляется с большей скоростью. Необходимым условием отрыва трехмерного потока в точке является равенство параметра $\varepsilon = 0$ [20].

В зависимости от объема, занимаемого в канале, отрывные течения классифицировались на два вида: "отрывные", когда размеры отрывной зоны малы по сравнению с размерами тела и при этом зона ограничена разделяющей линией тока, проходящей между точками отрыва и присоединения, и "течение в следе", когда длина зоны отрывного течения велика по сравнению с размерами тела и эта зона распространяется бесконечно далеко по потоку.

4.3.2. Эволюция разноэнергетических зон в межлопаточных каналах

Первоначально, на стадии планирования экспериментов по визуализации, важно было выбрать характерный геометрический параметр межлопаточных каналов РК, управляющий доминирующим гидродинамическим фактором (в нашем случае пограничным слоем).

Развитие пограничного слоя в значительной степени зависит от длины и кривизны межлопаточных каналов. Поэтому варьируемым параметром (при $\overline{D}_1 = \text{const.}$ и $\beta_{1л} = \text{const.}$) был выбран угол профиля лопаток на выходе $\beta_{2л}$, обеспечивавший изменение геометрии по длине решётки профилей МРК.

В качестве объектов исследований использовались три рабочих колеса с цилиндрическими лопатками, снабжёнными прозрачными покрывными дисками. МРК имели одинаковые параметры: угол лопаток на входе $\beta_{1л} = 30^\circ$, относительный диаметр $\overline{D}_1 = 0.382$, относительную ширину лопаток на входе $b_1/D_1 = 0.226$ и геометрическую степень диффузорности каналов $\overline{F} = 3$. Отличие между колёсами заключалось в значении угла лопаток на выходе: $\beta_{2л} = 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ и b_2 . Изменение ширины b_2 было вызвано необходимостью поддержания $\overline{F} = \text{const.} = 3$, в процессе варьирования угла $\beta_{2л}$. В итоге ширина на выходе МРК с углом $\beta_{2л} = 60^\circ$ была выполнена в 1.78 раз меньше, чем значение b_2 у МРК с $\beta_{2л} = 30^\circ$.

Картина течения в поверхностном слое вдоль ведущего и покрывного дисков МРК визуализировалась на расходном режиме $\dot{V}/\omega = 2.706 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3$.

На рис. 4.9 представлены три фотографии ведущих дисков, а на рис. 4.10 – три фотографии покрывных дисков с "отпечатком" картин течения. Для наглядности каждое изображение в одном из межлопаточных каналов содержит графическое построение разноэнергетических зон: отрыва потока, вторичных течений, а также входного и углового вихрей.

При идентификации зон использовалась следующая интерпретация. Области неразмытого индикатора рассматривались как зоны полного отрыва потока. Зоны течения, на которых визуализировались отдельные линии тока, идентифицировались, как области вторичных течений, а места полного смыва индикатора как зоны существования входного и углового вихрей.

Из шести картин течения только в двух (на ведущих дисках МРК с $\beta_{2л} = 30^\circ$ и $\beta_{2л} = 45^\circ$, (рис. 4.9, а и б) содержатся все три обозначенные выше зоны. На изображениях покрывных дисков, рис. 4.10, и ведущего диска МРК с $\beta_{2л} = 60^\circ$, рис. 4.9, в, визуальные проявления отрыва не обнаружены. На всех изображениях рис. 4.9 вблизи напорной стороны лопаток, ближе к их входным кромкам, в виде размытой

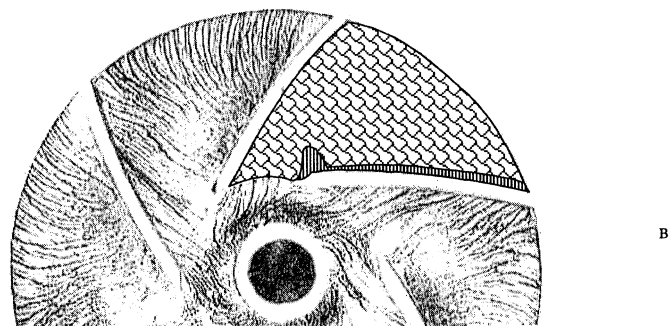
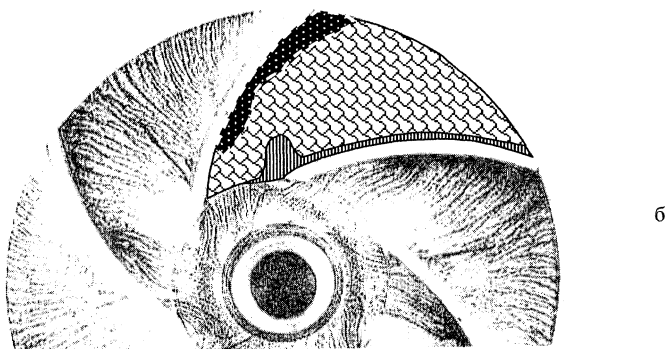
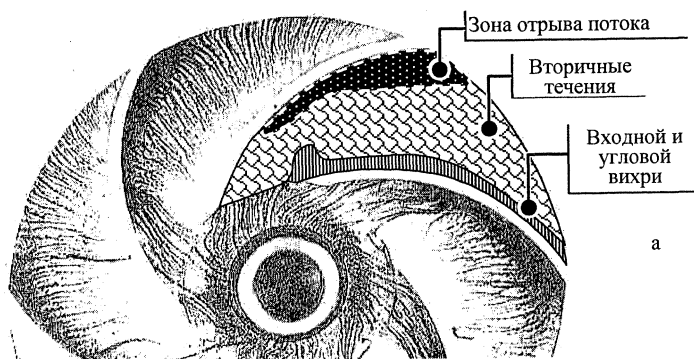


Рис. 4.9. Идентификация разноеэнергетических зон течения в поверхностном слое вдоль ведущего диска МРК:

а - $\beta_{21}=30^\circ$; б - $\beta_{21}=45^\circ$; в - $\beta_{21}=60^\circ$

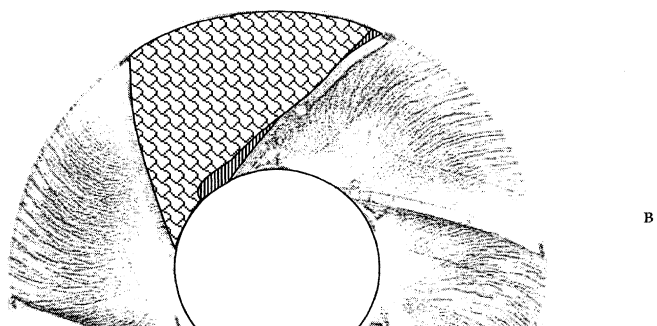
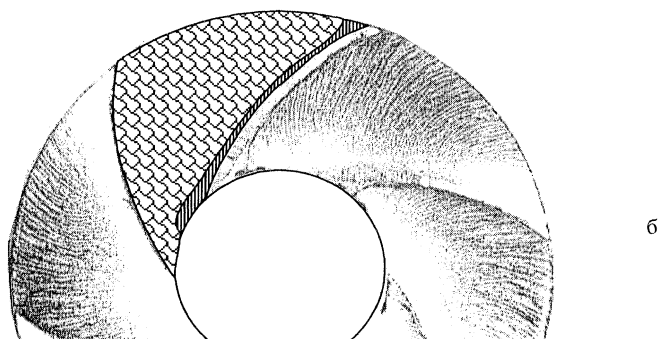
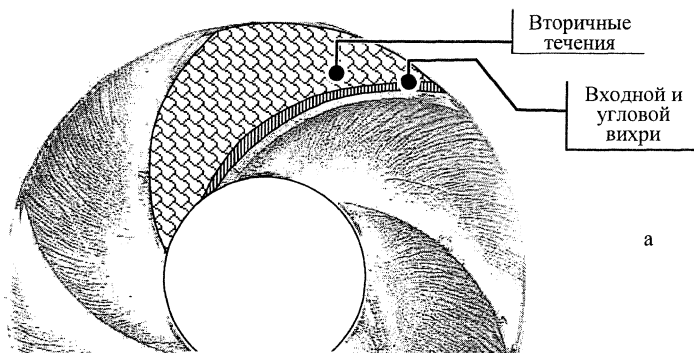


Рис. 4.10. Идентификация разноэнергетических зон течения в поверхностном слое вдоль покрывного диска МРК:

а - $\beta_{2\lambda}=30^\circ$; б - $\beta_{2\lambda}=45^\circ$; в - $\beta_{2\lambda}=60^\circ$

зоны параболической формы, идентифицируется как область формирования входного вихря, трансформирующегося затем в угловой вихрь.

Как и в полноразмерных колёсах месторасположением отрыва оказался участок межлопаточного канала, прилегающий к тыльной стороне лопаток (рис. 4.9 а) и б)). Отрыв начинается на расстоянии $0.25...0.3$ длины лопатки от её начала, продолжаясь вплоть до выходного сечения МРК, расширяясь при этом в окружном направлении. Наибольшие размеры зоны отрыва наблюдаются в МРК с углом $\beta_{2л} = 30^\circ$. Её площадь сокращается с уменьшением длины и кривизны каналов из-за роста $\beta_{2л}|_{\bar{F}=\text{const}}$, вплоть до полного исчезновения при $\beta_{2л} = 60^\circ$. По некоторым оценкам уровень скоростей здесь может достигать до 30% от её уровня в ядре потока [49].

Эволюция картины течения, экспериментально наблюдаемая при изменении длины и кривизны межлопаточных каналов МРК, соответствует известному механизму взаимосвязи между вторичными течениями и отрывными зонами. Например, в работе [64] указывается, что перетекание пограничных слоев с дисков на тыльную сторону лопатки способствует возникновению отрыва пограничного слоя в этой области межлопаточных каналов. В наших экспериментах в МРК, имеющего самые протяжённые и изогнутые каналы (рис. 4.11), а следовательно наиболее развитый пограничный слой в потоке, в зоне которого происходит перенос низкоэнергетических масс жидкости к тыльной стороне лопаток, наблюдается и самая обширная зона отрыва. В соответствии с принятой для стационарных каналов классификацией картин течения отрыв, наблюдаемый в каналах МРК, соответствует "течению в следе", т.к. зона отрыва не локализуется в пределах каналов, а распространяется вниз за пределы МРК.

На фотографиях покрывного диска для всех трёх вариантов МРК (см. рис. 4.10) отрыв не визуализировался. Следовательно, его пространственное положение в канале представляет угловую зону, образованную тыльной стороной лопатки и ведущим диском рабочего колеса. Подобное расположение отрыва в МРК отлично от картины течения в полноразмерных колёсах, в которых зона отрыва занимает угловую зону между лопаткой и покрывным диском РК.

На всех изображениях наибольшие по размерам области течения в поверхностном слое занимают вторичные течения, идентифицируемые как чередующиеся отдельные линии тока, направленные под уг-

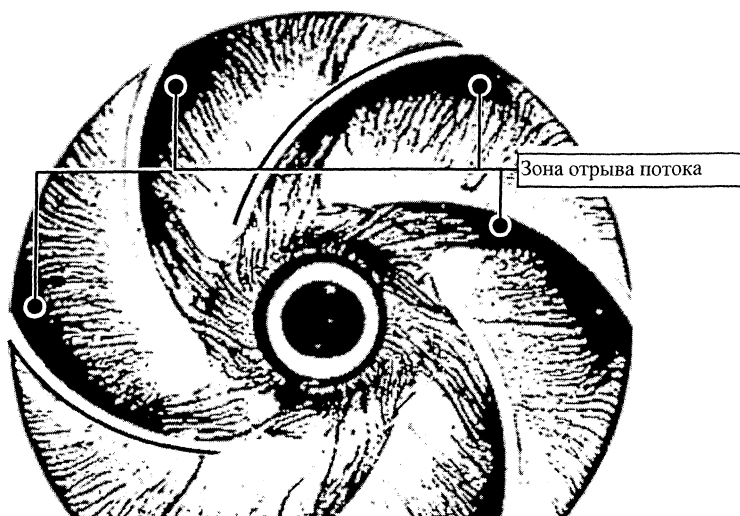


Рис. 4.11. Развитые зоны отрыва потока вдоль тыльной стороны лопаток (ведущий диск МРК, $\beta_{2\pi}=25^\circ$)

лом к оси межлопаточного канала. Начало линий тока расположено в зоне входа в межлопаточные каналы или на линии сопряжения канальных вихрей и вторичных течений, проходящей вблизи от напорной стороны лопаток. Характер всех линий тока – плавный, как правило, без точек перегиба. Часть линий тока заканчивается в районе тыльной стороны лопаток или вливается в зону отрыва. Другая часть отклоняется в сторону периферии МРК, заканчиваясь на линии кругового контура межлопаточных каналов.

На полученных изображениях зоны существования канальных вихрей – входных и угловых – фиксируются вдоль напорной стороны лопаток. Ширина зоны в окружном направлении неравномерна. На ведущих дисках, на участке входа в межлопаточные каналы размер входного вихря сопоставим с размером МРК в меридиональной плоскости. Характер конфигурации контура области, занимаемой канальными вихрями, при изменении проточных форм МРК не дал возможности сформулировать однозначную закономерность влияния проточной формы МРК на развитие канальных вихрей.

По результатам визуализации течения была разработана схематизированная модель течения по длине межлопаточного канала МРК центробежного насоса [43]. Модель конкретизирует структурный состав потока в пристеночной и угловых зонах межлопаточного канала, рис. 4.12. Под расходным течением здесь понимается область, называемая в теории пограничного слоя ядром потока. Термин "расходное течение" является достаточно условным и подразумевает, что кинематика потока в этой части течения в наименьшей степени, по сравнению с другими зонами, отличается от векторных треугольников, лежащих в основе общепринятых идеализированных схем течения.

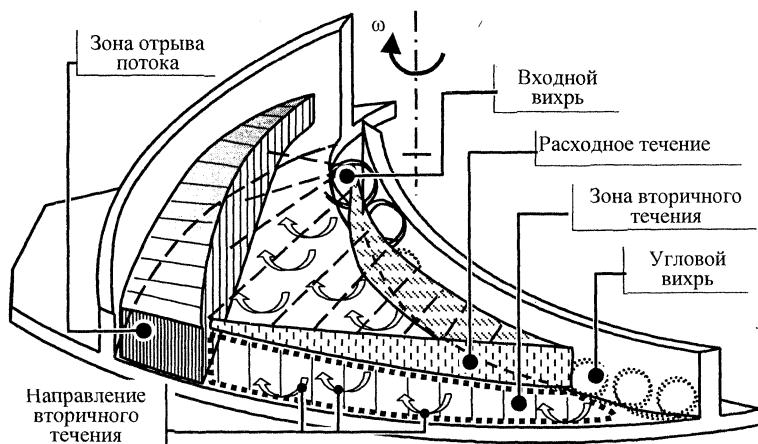


Рис. 4.12. Схематизированная модель потока вдоль ведущего диска межлопаточного канала МРК (изображена половина меридионального сечения)

4.3.3. Интенсивность вторичных течений вдоль дисков МРК

Пристеночные зоны в рабочих колёсах лопаточных машин являются одними из основных источников потерь [20, 30]. В МРК из-за малой ширины лопаток на выходе и сближения дисков, ограничивающих межлопаточные каналы, роль пристеночных течений повышается. Данный раздел посвящён анализу распределения визуализированных поверхностных линий тока и оценке интенсивности вто-

ричных течений вдоль торцевых поверхностей каналов МРК.

На картинах течения – рис. 4.9 и 4.10 – можно наблюдать значительное отклонение линий тока от конгруэнтных профилю лопаток траекторий. Это указывает на наличие весьма развитых вторичных течений вдоль торцевых поверхностей межлопаточных каналов. Интенсивность вторичных течений характеризуется углом отклонения поверхностных линий тока θ_0 от средней линии межлопаточного канала. Для сравнительной оценки уровня развития вторичных течений в МРК и в РК полноразмерных центробежных насосов с помощью полученных фотографий были найдены углы θ_0 для нескольких вариантов МРК, см. рис. 4.13.

Значения θ_0 по относительной длине межлопаточного канала $\bar{L}=L/L_{\text{кан}}$ в МРК в среднем в 2–3 раза превысили этот показатель для полноразмерных РК, данные по которым приведены из [17]. Очевидно, падение уровня скоростей в относительном движении ($\bar{c}_{2m} \leq 0.1$) сопровождается более интенсивным поперечным сносом потока у дисков МРК по сравнению с общепромышленными насосами. Значение вторичных течений в формировании структуры потока, при миниатюризации каналов возрастает.

Проведём приближённую оценку составляющих скорости вто-

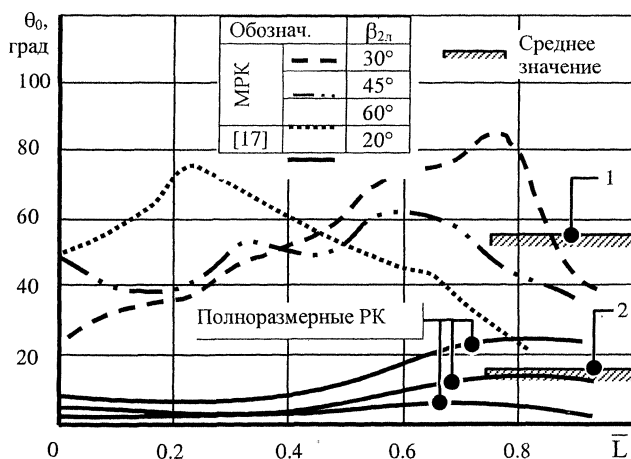


Рис. 4.13. Значения угла отклонения поверхностных линий тока на вращающемся диске РК: 1 – МРК; 2 – полноразмерные РК [17]

ричного течения на основе общепринятых в теории лопаточных машин подходов. Воспользуемся известными законами распределения продольной $w_{вт.т}$ и поперечной v составляющих скорости в слое вторичного течения. В основу положим степенные зависимости с переменными показателями степеней, зависящими от характеристик потока. Для продольной составляющей скорости характерен закон [21]:

$$\frac{w_{вт.т}}{w_{\infty}} = \left(\frac{z}{\delta_{вт.т}} \right)^{1/n}, \quad (4.15)$$

где w_{∞} – скорость на внешней границе вторичного течения; $\delta_{вт.т}$ – толщина слоя вторичного течения. Показатель степени n является функцией формпараметра, равного отношению $\delta_{вт.т}^* / \delta_{вт.т}^{**}$, где $\delta_{вт.т}^*$ и $\delta_{вт.т}^{**}$ – соответственно толщина вытеснения и толщина потери импульса в слое вторичного течения.

Для поперечной составляющей скорости v применим обобщённый закон [54]:

$$\frac{v}{w_{вт.т}} = \operatorname{tg} \theta_0 \left[1 - \left(\frac{w_{вт.т}}{w_{\infty}} \right)^3 \right]. \quad (4.16)$$

Заданным распределениям составляющих скорости удовлетворяют граничные условия $w_{вт.т} = 0$ при $z = 0$, $z = \delta_{вт.т}$ и условие подобия профилей $w_{вт.т}$ и v при $z \rightarrow 0$. Это соответствует независимости профиля скорости у стенки от условий на внешней границе пограничного слоя (см. условие (4.14)). На рис. 4.14 для характерных значений угла $\theta_0 = 40^\circ \dots 60^\circ$ с помощью уравнений связи (4.15) и (4.16) представлена оценка изменения соотношения скоростей продольной и поперечной скоростей $v/w_{вт.т}$ по относительной высоте вторичного течения $z/\delta_{вт.т} = \bar{z}_{вт.т}$. В формуле (4.15) принято значение $n = 7$. С ростом θ_0 соотношение между v и $w_{вт.т}$ меняется в пользу поперечной составляющей v . Таким образом, можно прогнозировать, что в межлопаточных каналах МРК вторичные течения по своей энергии начинают приближаться к основному расходному течению.

Экспериментально выявленная эволюция картины течения в межлопаточных каналах МРК соответствует известному механизму взаимосвязи между вторичными течениями и отрывными зонами. Например, авторы [64] указывают, что перетекание пограничных сло-

ев с дисков на тыльную сторону лопатки способствует возникновению отрыва пограничного слоя в этой области межлопаточных каналов. В наших экспериментах в рабочем колесе с углом $\beta_{2л}=30^\circ$, имеющего самые протяжённые и изогнутые каналы (рис. 4.9, а), а следовательно лучшие условия для развития пограничного слоя в потоке, наблюдается наибольшая (по средним значениям) интенсивность вторичных течений и самая обширная зона отрыва. Уменьшение длины и кривизны каналов сопровождается снижением интенсивности вторичных течений и локализацией отрыва у тыльной стороны лопаток МРК.

На рис. 4.9 и 4.10 большая часть торцевой поверхности дисков покрыта линиями тока, протянувшимися от напорной к тыльной стороне лопаток. В силу условия неразрывности течение в ядре потока происходит в обратном направлении, формируя два спиралеобразные течения, примыкающих к торцевым поверхностям межлопаточных каналов. По общепринятой классификации потоков такие структуры относятся к вихревым. С учетом доминирующей роли вторичных течений в механизме их образования при дальнейшем изложении будет использоваться термин "вторичные вихри". В соответствии с таким подходом, парный вихрь можно рассматривать как систему двух взаимодействующих вторичных вихрей.

Из-за того что вторичные течения в МРК более интенсивны, чем в полноразмерных РК (см. сравнительный график по углу отклонения поверхностных линий тока от траектории основного потока θ_0 на рис. 4.13), можно предполагать, что и вторичные вихри в МРК имеют большую степень завихрённости, а их взаимодействие между собой в

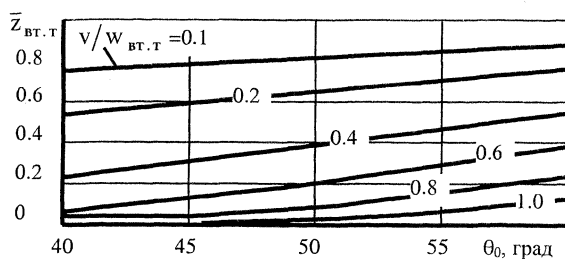


Рис. 4.14. Линии уровня отношения скоростей вторичного течения от угла θ_0 и относительной толщины вторичного течения $\bar{z}_{\text{вт.т.}}$

центральной зоне межлопаточных каналов является важнейшим гидродинамическим фактором, влияющим на потери и отклоняющие свойства решётки профилей РК.

4.3.4. Условие смыкания вторичных вихрей

Повышенная интенсивность вторичных течений в каналах МРК требует специального рассмотрения возможных последствий этого явления, в частности, смыкания вторичных вихрей и соответственно дополнительных потерь энергии.

На рис. 4.15 изображена геометрическая модель процесса смыкания вторичных вихрей в межлопаточном канале РК. Схемы а, б и в на рис. 4.15 содержат упрощённый вариант интерпретации вторичных вихрей в виде эллиптических цилиндров, расположенных симметрично оси канала. В составе вихрей выделена центральная зона, именуемая ядром вихря [9]. В качестве определяющей будем рассматривать геометрию вихрей в меридиональной плоскости сечения: диаметр вихря – $d_{\text{вихр}}$ и диаметр ядра вихря – $d_{\text{вихр}}^{\text{я}}$. Процесс взаимодействия вторичных вихрей условно разделим на три стадии.

- Первая, стадия несомкнувшихся вихрей. При ширине меридионального сечения канала на выходе $b_2' > b_2''$ вторичные вихри не касаются друг друга своими внешними контурами, см. рис. 4.15 а).
- Вторая, стадия смыкания вторичных вихрей. При ширине меридионального сечения канала $b_2'' < b_2'$ вторичные вихри накладываются своими внешними контурами друг на друга. Ядра вихрей при этом не соприкасаются друг с другом, см. рис. 4.15 б).
- Третья, стадия смыкания ядер вторичных вихрей. При ширине меридионального сечения канала $b_2''' < b_2''$ зона наложения внешних контуров вторичных вихрей увеличивается настолько, что это приводит к смыканию их ядер, см. рис. 4.15, в.

Модель смыкания вторичных вихрей, демонстрируемая на рис. 4.15, носит по сравнению с реальной картиной течения, изображённой, например, на рис. 4.3, 4.4, характер идеализированной схемы. Однако в методическом плане позволяет адекватно охарактеризо-

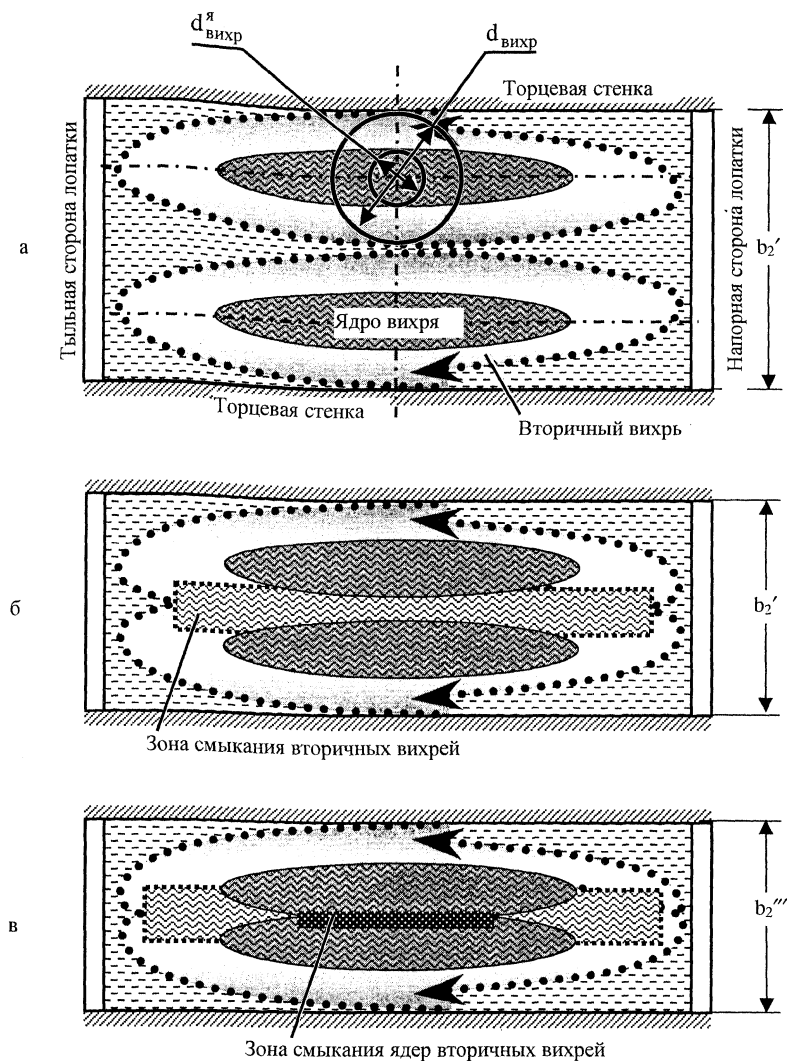


Рис. 4.15. Геометрическая модель смыкания вторичных вихрей при сужении меридионального сечения ($b_2' > b_2' > b_2'''$):
 а – несомкнувшиеся вторичные вихри; б – сомкнувшиеся вторичные вихри; в – сомкнувшиеся ядра вторичных вихрей

вать физическое содержание процесса взаимодействия вторичных вихрей.

Рис. 4.16 иллюстрирует энергетические последствия эффекта "смыкания" в коротких решётках профилей лопаточных машин. На нём по опытным данным из [47], выделен участок роста ("скачка") потерь, вызванных смыканием вторичных вихрей. Потери здесь характеризуются коэффициентом поправки на смыкание $K_{см}$, а стадия смыкания – значением соотношения $h_p/h_{см}$ между шириной профиля решётки h_p в меридиональном сечении и шириной смыкания (шириной меридионального сечения, занимаемой вторичными вихрями) $h_{см}$, где:

$$K_{см} = \frac{\xi_{см}}{\xi_p}, \quad (4.17)$$

$\xi_{см}$ – коэффициент вторичных потерь на режиме сомкнувшихся вторичных вихрей, найденный опытным путём; ξ_p – расчётное значение коэффициента вторичных потерь, не учитывающего фактор смыкания в коротких решётках.

Анализ характера изменения кривой $K_{см} = f(h_p/h_{см})$, рис. 4.16, относительно значения $K_{см}=1$ позволяет выделить интервал $0,4 < h_p/h_{см} < 1,15$, на котором наблюдается рост потерь за счёт взаимо-

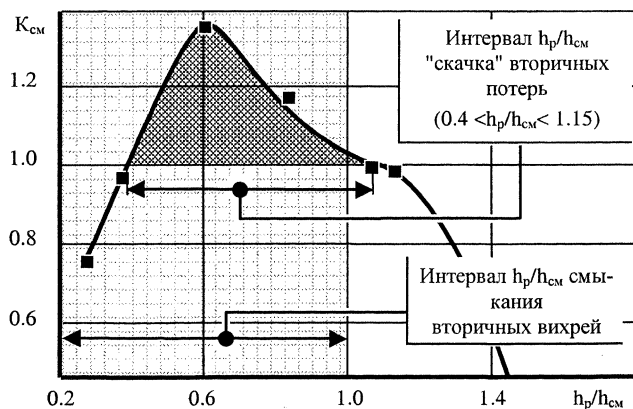


Рис. 4.16. Поправочный коэффициент $K_{см}$ потерь на смыкание вторичных вихрей в коротких рабочих решётках профилей турбомашин [47]

действия и эффекта смыкания вторичных вихрей.

В коротких решётках профилей автор [47] выделяет три зоны изменения вторичных потерь, для каждой из которых предложена эмпирическая зависимость определения коэффициента $K_{см}$.

В первой зоне, когда лопатки имеют относительно большую высоту ($1.45 > h_p/h_{см} > 1$), величина $K_{см}$ падает за счёт того, что вторичные вихри "соскребают" пограничный слой с тыльной стороны лопаток. Они начинают влиять на течение по принципу шестеренного насоса, рис. 4.17 [9, 11], повышая давление у тыльной стороны лопатки, стабилизируя на ней пограничный слой, склонный к отрыву, и тем самым снижая потери. Коэффициент $K_{см}$ вычисляется по формуле:

$$K_{см} = \left(\frac{h_p}{h_{см}} \right)^{-2 \frac{d_{вихр}^{вых}}{d_{вихр}^{я}}}, \quad (4.18)$$

где $d_{вихр}^{я}$ – расчетный диаметр ядра вторичного вихря; $d_{вихр}^{вых}$ – расчетный наружный диаметр вихря.

Вторая зона соответствует смыканию вторичных вихрей в межлопаточном канале до момента касания своими ядрами ($0.6 < h_p/h_{см} < 1$). На этом участке величина вторичных потерь растет на 35% за счет выноса в канал заторможенных масс и роста потерь на смешение. Здесь потери определяются с поправкой:

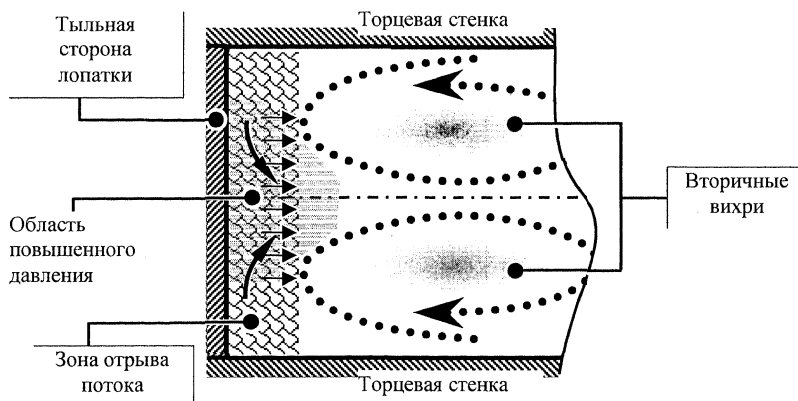


Рис. 4.17. Эффект "шестеренного насоса" от взаимодействия вторичных вихрей

$$K_{\text{см}} = \left(\frac{h_p}{h_{\text{см}}} \right)^{\frac{d_{\text{вихр}}^{\text{я}}}{d_{\text{вихр}}^{\text{вых}}} - 1}. \quad (4.19)$$

В третьей зоне, на участке $h_p/h_{\text{см}} < 0.6$, после начала взаимодействия вторичных вихрей своими ядрами, они опять начинают влиять на течение в режиме своеобразного внутреннего отсоса пограничного слоя, в результате чего падают профильные потери, а $K_{\text{см}}$ определяется по формуле:

$$K_{\text{см}} = 5 \left(\frac{h_p}{h_{\text{см}}} - \frac{d_{\text{вихр}}^{\text{я}}}{d_{\text{вихр}}^{\text{вых}}} \right) \left(\frac{h_p}{h_{\text{см}}} \right)^{\frac{d_{\text{вихр}}^{\text{я}}}{d_{\text{вихр}}^{\text{вых}}} - 1}. \quad (4.20)$$

С точки зрения эффективности рабочего процесса смыкание вторичных вихрей ведёт не только к увеличению потерь, но и к снижению гидравлической мощности решётки профилей. В приложении к центробежным насосам это проявляется в виде уменьшения гидравлического параметра $k_z \eta_r$.

Данные из [9, 47] относятся к решёткам профилей, используемых преимущественно в турбостроении. Произведём расчётную оценку возможности смыкания вторичных вихрей в РК малорасходного центробежного насоса.

Воспользуемся моделью вторичных вихрей в решётке профилей, предложенной Богомоловым Е.Н [9]. Учтём особенности силового поля при плоском течении идеальной жидкости в межлопаточном канале рабочего колеса, образованном двумя лопатками. На радиусе R выделим элемент вихревой струи длиной ds в направлении относительного движения вихревой струи $W_{\text{вихр}}$ вдоль оси s , рис. 4.18. Диаметр струи в направлении нормали n к криволинейной траектории движения s обозначим $d_{\text{вихр}}$. Масса выделенного элемента будет определяться по формуле:

$$dm_{\text{вихр}} = \rho ds \pi d_{\text{вихр}}^2 / 4, \quad (4.21)$$

где ρ – плотность жидкости.

На выделенный элемент действуют силы инерции, вязкостного трения и внешние силы давления. Полное ускорение вихревой струи является результирующей трёх ускорений – переносного, относительного и кориолисова. В переносном вращательном движении при

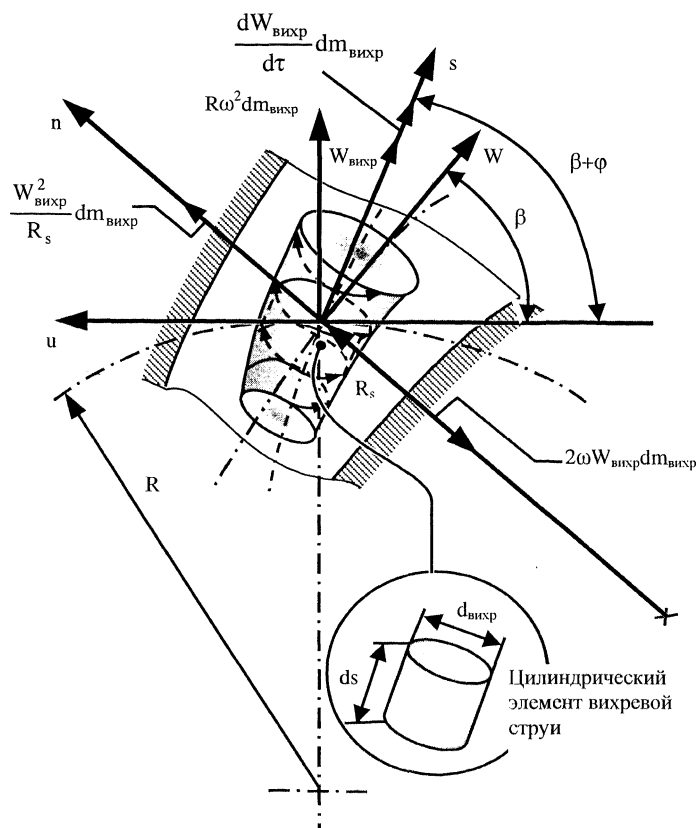


Рис. 4.18. Силовое поле, действующее на цилиндрический элемент вихревой струи в плоскости межлопаточного канала

постоянной угловой скорости рабочего колеса ω на элемент струи массой $dm_{\text{вихр}}$ действуют центробежная сила $R\omega^2 dm_{\text{вихр}}$, в относительном движении – нормальная сила $\frac{W_{\text{вихр}}^2}{R_s} dm_{\text{вихр}}$ и касательная $\frac{dW_{\text{вихр}}}{dt} dm_{\text{вихр}}$, где R_s – радиус кривизны траектории движения вихревой струи, τ – время. Кориолисова сила инерции, равная $2\omega W_{\text{вихр}} dm_{\text{вихр}}$, действует в направлении внутренней нормали к траектории относительного движения элемента.

Условие равновесия элемента, пренебрегая силами вязкостного трения, в направлении нормали будет иметь вид:

$$\frac{W_{\text{вихр}}^2}{R_s} dm_{\text{вихр}} + C \cdot \rho \frac{W^2}{2} \sin^2 \varphi \cdot ds \cdot d_{\text{вихр}} + \Delta p \cdot ds \cdot d_{\text{вихр}} + R\omega^2 dm_{\text{вихр}} \cos(\beta + \varphi) - 2\omega W_{\text{вихр}} dm_{\text{вихр}} = 0, \quad (4.22)$$

где W – относительная скорость основного потока; φ – угол между векторами относительной скорости основного потока W и вихревой струи $W_{\text{вихр}}$; Δp – перепад давления в окружающей среде над изгибаемой струёй; член $C \cdot \rho \frac{W^2}{2} ds \cdot d_{\text{вихр}}$ характеризует силу сносящего скоростного напора от основного потока, в котором C – эмпирический коэффициент пропорциональности.

Исследуем процесс воздействия основного потока на диаметр вихревой струи в относительном движении, не рассматривая составляющие силового поля, обусловленные вращением колеса. При этом будем считать, что вихревая струя обладает свойствами твёрдого тела, а массовый обмен между вихрем и окружающей струёй отсутствует [9].

Приводя (4.22) к безразмерному виду, запишем:

$$C \sin^2 \varphi + \bar{p}_s - \frac{\pi \cdot d_{\text{вихр}} \cdot \bar{W}_{\text{вихр}}^2}{2 \cdot R_s} = 0, \quad (4.23)$$

где $\bar{p}_s = 2\Delta p / \rho W^2$ – коэффициент давления; $\bar{W}_{\text{вихр}}^2 = W_{\text{вихр}}^2 / W^2$ – квадрат приведённой скорости вихревой струи; C – коэффициент пропорциональности (в случае круглых струй можно принять $C \approx 1.3$ [9]).

Коэффициент давления $\bar{p}_s$ зависит от геометрии канала и разряжения, возникающего при обтекании потоком поперечной струи. Для расчётной оценки воспользуемся обобщающей зависимостью, полученной эмпирическим путём [10]:

$$\bar{p}_s = -\frac{\sin \alpha_0}{\sqrt{3}} \cdot \bar{W}_{\text{вихр}}^{-\sin \alpha_0 / \sqrt{2}}, \quad (4.24)$$

где α_0 – угол наклона струи к основному потоку в меридиональном сечении. В первом приближении введём зависимость α_0 от геометрических соотношений меридионального сечения:

$$\alpha_0 = \arctg \frac{2(b_1 - b_2)}{D_2 - D_1}. \quad (4.25)$$

С учётом регламентации членов уравнения (4.23), разрешим его относительно диаметра вихря $d_{\text{вихр}}$:

$$d_{\text{вихр}} = \frac{2 \cdot R_{\text{вихр}}^{\text{кр}} \left(1.3 \sin^2 \varphi - \frac{\sin \alpha_0}{\sqrt{3}} \cdot \overline{W}_{\text{вихр}}^{-\sin \alpha_0 / \sqrt{2}} \right)}{\pi \cdot \overline{W}_{\text{вихр}}^2}. \quad (4.26)$$

Оценим возможности двух вариантов смыкания вторичных вихрей в МРК, собственно самих вихрей и ядер вторичных вихрей. Ширину расчётного смыкания в меридиональной плоскости сечения будем рассматривать как сумму:

$$h_{\text{см}}^{\text{я}} = 2(\delta_{\text{т}} + d_{\text{вихр}}^{\text{я}}), \quad (4.27)$$

$$h_{\text{см}} = 2(\delta_{\text{т}} + d_{\text{вихр}}), \quad (4.28)$$

где $\delta_{\text{т}}$ – толщина пограничного слоя на торцевой поверхности канала; $d_{\text{вихр}}^{\text{я}}$ – расчётный диаметр вторичного вихря в области выхода из межлопаточного канала. Для оценки $d_{\text{вихр}}^{\text{я}}$ воспользуемся соотношением (4.3): $d_{\text{вихр}}^{\text{я}} = e^{-1/2} d_{\text{вихр}}$, где $d_{\text{вихр}}$ – диаметр вихря из формулы (4.26). При нахождении безразмерной скорости $\overline{W}_{\text{вихр}} = W_{\text{вихр}}/W_{\infty}$ в качестве характерной выберем относительную скорость вихря в области входного сечения, влияющего на процесс формирования вихря из набегающего пограничного слоя. Для турбулентного течения воспользуемся степенным представлением профиля скорости, для которого принято [54]:

$$\frac{W}{W_{\infty}} = \left(\frac{y}{\delta} \right)^n, \quad (4.29)$$

$$\overline{\delta}^* = \frac{n}{n+1}, \quad (4.30)$$

$$\overline{\delta}^{***} = \frac{2n}{(n+1)(3n+1)}. \quad (4.31)$$

Зависимость (4.11) приобретает вид:

$$\overline{W}_{\text{вихр}} = \sqrt{\frac{n+1}{3n+1}}, \quad (4.32)$$

где показатель степени $n=1/7$ для турбулентного режима течения в решётке профилей.

Учитывая приближённый характер расчетов, введём допущения: толщина пограничного слоя отвечает условию $\delta_t \ll d_{\text{вихр}}^{\text{я}}$, поэтому величиной δ_t можно пренебречь. Скорость потенциального потока W_{∞} на выходе из РК равна среднему значению относительной скорости из треугольника скоростей W_2 . Радиус кривизны вихря $R_{\text{вихр}}^{\text{кр}}$ и радиус образующей цилиндрических лопаток РК R_L равны между собой. Значение φ выберем с учётом данных по углу отклонения линий тока вторичных течений в МРК θ_0 , полученных экспериментальным путём. Приняв условие $\varphi(0, \delta) \rightarrow \theta_0$, зададим $\varphi = 55^\circ$.

Выберем типичный вариант режимных и геометрических параметров МЦН. Геометрия проточной формы МРК будет определяться соотношениями: $\overline{D}_1 = 0.5$, $b_1/D_1 = 0.3$, $\beta_{1\text{л}} = 30^\circ$, $D_2 = 40.5 \cdot 10^{-3}$ м, $z = 6$. Расход рабочего тела $\dot{V} = 200 \cdot 10^{-6}$ м³/с, число оборотов $n = 6000$ об/мин.

На основе решения системы уравнений (4.24) ... (4.27), (4.32) с учётом принятых допущений и заданных параметров МРК, были проведены систематические расчёты по оценке зависимостей $b_2/h_{\text{см}}^{\text{я}} = f(\overline{b}_2)$ и $b_2/h_{\text{см}} = f(\overline{b}_2)$, где $b_2/h_{\text{см}}^{\text{я}}$ - приведённая ширина меридионального сечения на выходе МРК относительно ширины смыкания ядер вторичных вихрей, $b_2/h_{\text{см}}$ - приведённая ширина меридионального сечения на выходе МРК относительно ширины смыкания вторичных вихрей.

Результаты вычислений для двух вариантов значений $\beta_{2\text{л}} = 30^\circ$ и $\beta_{2\text{л}} = 90^\circ$ представлены на рис. 4.19. С уменьшением $\beta_{2\text{л}}$, т.е. с ростом длины и кривизны межлопаточных каналов, относительная ширина меридионального сечения каналов на выходе $\overline{b}_2$, обеспечивающая режим течения без смыкания $b_2/h_{\text{см}} \geq 1$, растёт, достигая уровня $\overline{b}_2 = 0.12$, что в 1.5... 2 раза выше значений, рекомендуемых для общепромышленных насосов. Увеличение выходного угла до $\beta_{2\text{л}} = 90^\circ$ способствует снижению $\overline{b}_2$ до 0.9.

Предварительный анализ показывает, что проектирование РК даже с максимально рекомендуемыми значениями геометрической степени диффузорности каналов не обеспечивает относительной ши-

рины меридионального сечения $\bar{b}_2$, достаточной для выполнения условия $b_2/h_{cm} \geq 1$. Логичен вывод: течение в реально существующих МРК чаще всего происходит в режиме смыкания вторичных вихрей. Отмеченное явление можно отнести к специфике гидродинамики малорасходных центробежных насосов.

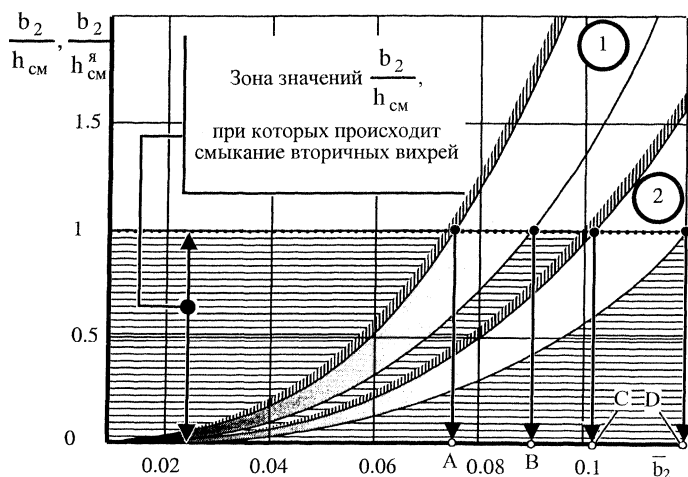
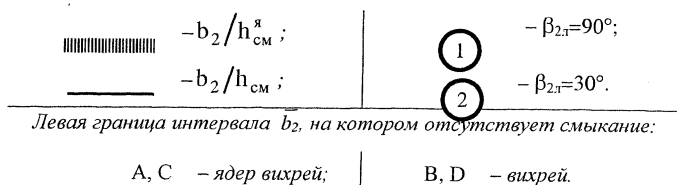


Рис. 4.19. Влияние относительной ширины $\bar{b}_2$ на режим смыкания вторичных вихрей и их ядер в межлопаточных каналах МРК ($\dot{V} = 200 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$, $n = 6000 \text{ об/мин}$):



4.3.5. Гидродинамический принцип оптимизации проточной формы каналов МРК

Результаты аналитического исследования особенностей течения в МРК носят характер приближённой, качественной оценки целесообразной модификации геометрии каналов МРК. Тем не менее, очевиден вывод. Учёт особенностей структуры потоков в малоразмерных центробежных колёсах, при оптимизации их проточных форм по условию $b_2/h_{cm} \geq 1$, вынуждает увеличивать меридиональные размеры каналов на выходе. Это в случае сохранения неизменными радиальных размеров числа и кривизны лопаток, означающих выполнение условия $L = \text{const.}$, ведёт к диспропорциональному изменению геометрии в пользу размеров меридионального сечения, к росту геометрической степени диффузорности $\bar{F}$ и увеличению соответствующих потерь. Рассмотрим баланс этих потерь.

В первом приближении потери в каналах с $\bar{F} > 1$ условно разделяют на две составляющие: потери трения по длине канала и потери расширения, связанные в основном, с вихреобразованием при отрыве потока [56]. Для оценки потерь расширения в теории лопаточных машин часто применяют метод аналогии между каналом рабочей решётки и эквивалентным диффузором. Рис. 4.20 иллюстрирует влияние угла раскрытия эквивалентного конического диффузора ϕ на

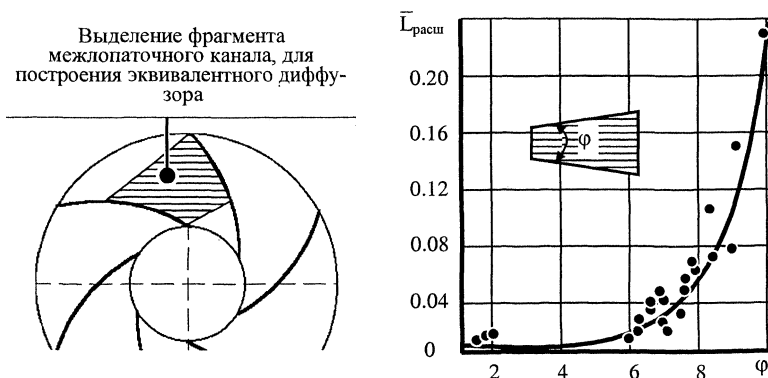


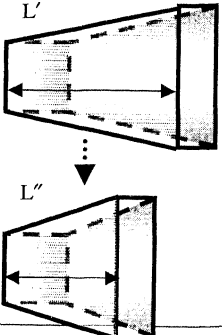
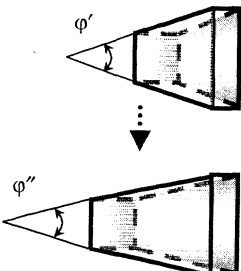
Рис. 4.20. Зависимость приведённых потерь расширения $\bar{L}_{\text{расш}}$ от угла раскрытия эквивалентного конического диффузора ϕ [56]

уровень приведённых потерь расширения $\bar{L}_{\text{расш}}$. Оптимальное значение φ для конического диффузора не превышает $\varphi \approx 6^\circ$, а для плоского диффузора достигает уровня $\varphi \approx (10 \dots 12)^\circ$, [56].

Сравнительная оценка влияния вариантов проточной формы эквивалентного диффузора на основные виды потерь проведена в табл. 4.1. Из неё следует, что два отрицательных гидродинамических фактора смыкание вторичных вихрей и диффузорный характер течения –

Таблица 4. 1

Влияние проточной формы эквивалентного диффузора на баланс потерь энергии при $\bar{D}_1 = \text{const.}$

Характер изменения проточной формы	Гидродинамическая цель	
	минимальные потери на смыкание	минимальные потери на расширение
УМЕНЬШЕНИЕ ДЛИНЫ ДИФфуЗОРА ($L'' < L'$)		
	- геометрическая константа: $(b_2)_{\text{опт}} = \text{const.};$ - изменяемые параметры: φ – увеличивается; $\beta_{2,1}$ – увеличивается; $\bar{F}$ – увеличивается; b_2/L – увеличивается; - потери трения уменьшаются, потери на расширение увеличиваются	- геометрическая константа: $\bar{F}_{\text{опт}} = \text{const.};$ - изменяемые параметры: φ – увеличивается; $\beta_{2,1}$ – увеличивается; b_2 – уменьшается; $b_2/L = \text{var.};$ - потери трения уменьшаются, потери на смыкание увеличиваются
УМЕНЬШЕНИЕ УГЛА РАСКРЫТИЯ ДИФфуЗОРА ($\varphi'' < \varphi'$)		
	- геометрическая константа: $(b_2)_{\text{опт}} = \text{const.};$ - изменяемые параметры: L – увеличивается; $\beta_{2,1}$ – уменьшается; $\bar{F}$ – уменьшается; b_2/L – уменьшается; - потери трения увеличиваются, потери на расширение уменьшаются	- геометрическая константа: $\bar{F}_{\text{опт}} = \text{const.};$ - изменяемые параметры: L – увеличивается; $\beta_{2,1}$ – уменьшается; b_2 – увеличивается; $b_2/L = \text{var.};$ - потери трения увеличиваются, потери на смыкание уменьшаются

оказываются взаимосвязанными. Подавление одного из них сопровождается усилением другого. Таким образом, оптимизация проточной формы МРК должна быть нацелена на достижение минимального уровня суммарных энергетических потерь от эффекта "смыкания" + диффузорного характера течения. Гидродинамический принцип оптимизации проточной формы каналов МРК целесообразно сформулировать в следующем виде:

- геометрия межлопаточных каналов МРК должна отличаться от проточных форм полноразмерных РК увеличением размеров меридионального сечения за счёт роста b_2 до уровня, при котором отсутствует режим скачкообразного роста потерь от смыкания вторичных вихрей.

То, что усиление диффузорного характера течения может стать гидродинамическим фактором противодействия смыканию, качественно подтверждает визуализация потока в МРК, каналы которого были выполнены с повышенной геометрической степенью диффузорности $\bar{F} = 6$. Остальные параметры имели значения: $D_2 = 40.5 \cdot 10^{-3}$ м, $\beta_{1л} = 30^\circ$, $\beta_{2л} = 90^\circ$, $\bar{D}_1 = 0.382$.

Результаты визуализации представлены на рис. 4.21. Режим работы по расходу на этой фотографии составлял $\dot{V}/\omega = 3.756 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3$.

Повышение геометрической степени диффузорности каналов МРК с $\bar{F}=3$ в первой серии визуализационных исследований (рис. 4.9) до $\bar{F}=6$ привело к видимым изменениям в картине течения. В средней части каналов, в области, примыкающей к тыльной стороне лопаток, образовалась зона отрыва потока, визуальный образ которого имеет необычную форму. Линия отрыва начинается практически от входа в каналы, трансформируясь затем в область несмытого индикатора, имеющую контур треугольника с верхней границей, смещённой выше радиальной середины каналов. Месторасположение входного и углового вихрей не изменилось – вдоль напорной стороны лопаток. Зоны вторичных течений оказались расположенными по периметру отрывной зоны.

Бросается в глаза интенсивный снос частиц в периферийной части каналов. Несколько линий тока, расположенных над отрывной зоной, протянулись от напорной к тыльной стороне лопаток практически параллельно окружному контуру колеса, что свидетельствует о значительном падении давления за зоной отрыва потока и интенсивном поперечном сдвиге.

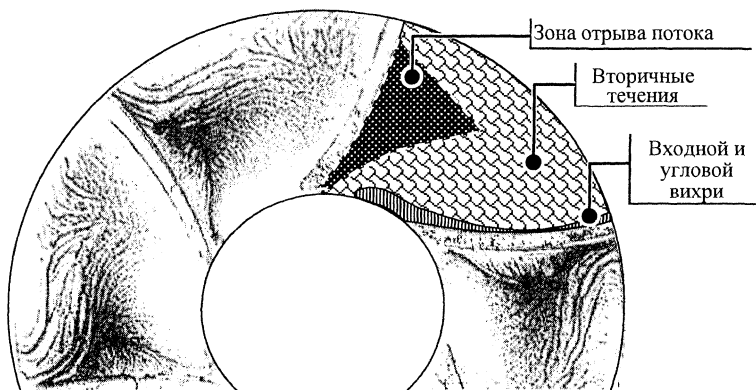


Рис. 4.21. Визуализация картины течения в поверхностном слое вдоль по-
крывного диска РК с геометрической степенью
диффузности каналов $\bar{F}=6$

В целом картина напоминает течение в стационарном диффузоре. В неподвижных каналах такой вариант отрыва получил название "пузырь ламинарного отрывного течения" [63]. Отличие на рис. 4.21 заключается в несимметричности отрыва относительно средней линии канала. Доминирующим фактором, определяющим структуру потока в МРК при значительном росте $\bar{F}$, очевидно, становится диффузорный характер течения.

4.4. Схема оптимизации проточной формы каналов МРК

Визуализация выявила повышенную интенсивность вторичных течений в межлопаточных каналах рабочих колёс малорасходных центробежных насосов. Расчёты, с учётом поправок на их приближённый характер, указывают на неизбежность смыкания вторичных вихрей в межлопаточных каналах, характеризующихся малыми абсолютными размерами в меридиональной плоскости. Получен важный аргумент в пользу изменения схемы оптимизации геометрии РК малоразмерных центробежных насосов.

Известные рекомендации [33] по увеличению геометрической степени диффузности $\bar{F}$ каналов РК малорасходных центробежных

насосов, основанные на эмпирических данных, не позволяли сформулировать гидродинамическую цель оптимизации геометрии каналов. Предлагаемые для таких насосов значения $\bar{F} \geq 2$ не укладывались в известную логику гидродинамического совершенствования проточной формы, ведь с ростом $\bar{F}$ усиливается диффузорный характер течения, повышаются неустойчивость течения и потери на отрыв. Однако результаты испытаний РК малоразмерных центробежных насосов с завышенной степенью диффузорности, в том числе проведённых автором (см. гл. 5), показали улучшение их энергетических показателей, что противоречило результатам теоретических оценок влияния фактора диффузорности на течение в каналах.

На самом деле, с помощью существенного, в разы, повышения $\bar{F}$ в расчётных схемах производилось диспропорциональное изменение проточных форм в пользу меридионального размера b_2 , что способствовало приближению соотношения $b_2/h_{см}$ к его оптимальному значению $(b_2/h_{см})_{опт}$, обеспечивавшему минимальные энергетические издержки от смыкания вторичных вихрей. Неизбежный при этом рост степени геометрической диффузорности каналов $\bar{F}$ вызывал потери, уровень которых оказывался приемлемым, если устранялись потери от неоптимального варианта смыкания вторичных вихрей.

При проектировании малорасходного насоса условие обеспечения $(b_2/h_{см})_{опт}$ можно ввести в общепринятые расчётные схемы путём рекомендации завышенных $\bar{b}_2$ или геометрической степени диффузорности $\bar{F}$. Итогом станет пропорциональный рост ширины лопаток на выходе b_2 . Остальные геометрические размеры можно находить по типовой схеме.

Однако более рациональной представляется схема оптимизации проточной формы каналов, в которой характерным размером в радиально-окружной плоскости выбирается длина средней линии межлопаточного канала L . Для такой схемы существует два веских основания.

Первое. В потоке, протекающем по каналам РК малорасходных насосов, наблюдаются намного более интенсивные, чем в полноразмерных насосах, вторичные течения. А относительный размер канала – b_2/L признан самым эффективным геометрическим соотношением, уменьшение которого позволяет локализовать вторичные течения и потери, связанные с этим явлением [21, 65].

Второе. Использование именно параметра b_2/L , а не, например, $\bar{b}_2$ позволяет добиваться наименьшей величины $\bar{F}$, удовлетворяющей заданному значению $(b_2/h_{cm})_{\text{опт}}$. Для обоснования этого аргумента проанализируем связь между длиной канала L и углом $\beta_{2л}$.

В общем случае, с принятием за длину канала длины средней линии, траектория которой совпадает с профилем лопатки (см. рис. 4.22), величина L определится по формуле:

$$L = \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{\sin \beta_{л}}. \quad (4.41)$$

Для цилиндрических лопаток радиус профиля лопатки $R_{л}$ и радиус окружности, на которой расположены центры окружных профилей лопатки $R_{ц}$, известны из формул:

$$\begin{cases} R_{л} = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2(r_2 \cos \beta_{2л} - r_1 \cos \beta_{1л})}, \\ R_{ц} = \sqrt{r_1^2 + R_{л}^2} - 2r_1 R_{л} \cos \beta_{1л}. \end{cases} \quad (4.42)$$

Текущее значение угла $\beta_{л}$ является функцией трёх аргументов $R_{л}$, $R_{ц}$ и текущего радиуса r :

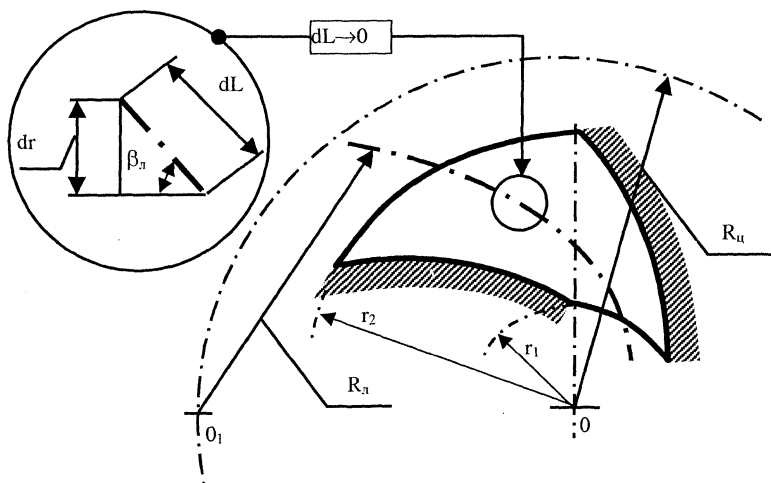


Рис. 4.22. Геометрия канала с цилиндрическими лопатками

$$\sin \beta_{\text{л}} = \frac{1}{2rR_{\text{л}}} \sqrt{2(R_{\text{л}}^2 + R_{\text{ц}}^2)r^2 - (R_{\text{л}}^2 - R_{\text{ц}}^2)^2 - r^4}. \quad (4.43)$$

Подставив выражение (4.43) в подынтегральную функцию (4.41), после несложных преобразований получим точное решение интеграла:

$$L = R_{\text{л}} \left(\arcsin \frac{R_{\text{л}}^2 + R_{\text{ц}}^2 - r_1^2}{2R_{\text{л}}R_{\text{ц}}} - \arcsin \frac{R_{\text{л}}^2 + R_{\text{ц}}^2 - r_2^2}{2R_{\text{л}}R_{\text{ц}}} \right). \quad (4.44)$$

Исследуя L на экстремум, как функцию одной переменной $L=f(R_{\text{л}})$ (r_2, r_1 известны из предварительной стадии проектирования, а $R_{\text{ц}}$ зависит от $R_{\text{л}}$), найдём критическую точку $(R_{\text{л}})_0$, при которой выполняется условие $L_{\min} = f[(R_{\text{л}})_0]$. Тогда из (4.43) получим значение $\beta_{2\text{л}}$ при $L_{\min}$:

$$\beta_{2\text{л}} = \arcsin \left(\frac{1}{2r_2R_{\text{л}}} \sqrt{2r_2^2 [2(R_{\text{л}})_0^2 + r_1^2 - 2r_1(R_{\text{л}})_0 \cos \beta_{1\text{л}}] - [2r_1(R_{\text{л}})_0 \cos \beta_{1\text{л}} - r_1^2]^2} \right). \quad (4.45)$$

Таким образом, целенаправленным заданием угла $\beta_{2\text{л}}$, найденным по формуле (4.45), получается минимальная длина канала L . При заданном b_2/L это обеспечит наименьшие значения ширины каналов на выходе b_2 и соответственно $\bar{F}$. Течение в межлопаточных каналах будет происходить в приемлемом режиме смыкания вторичных вихрей, а геометрическая степень диффузорности каналов окажется минимально возможной для заданного режима смыкания. Предложенная схема сводит к минимуму диффузорные потери, которые неизбежно велики при выполнении условия $(b_2/h_{\text{см}})_{\text{опт}}$.

Указывая на особенности течения в МРК, необходимо отметить, что эффект смыкания, вероятно, существует и при течении в каналах тихоходных колёс общепромышленных насосов. Однако благодаря большим абсолютным размерам каналов значение $b_2/h_{\text{см}}$ оказывается больше критической величины, при которой происходит смыкание ядер вторичных вихрей. В таких каналах взаимодействие вторичных вихрей не является определяющим гидродинамическим фактором. Поэтому рекомендация значений $\bar{F}$, лишь незначительно превышаю-

щих единицу, в общепромышленных насосах сохраняет свой гидродинамический смысл.

Отсутствие экспериментальных данных по пространственным полям скоростей и давлений в МРК не позволило аналитическим путём получить точные значения основных геометрических соотношений, например $\bar{b}_2$, $\bar{F}$, b_2/L , отвечающих гидродинамическому принципу оптимизации каналов МРК. Данная задача решалась путём анализа энергетических характеристик МЦН, полученных экспериментальным путём. Результаты исследования указанных характеристик изложены в гл. 5.

ГЛАВА 5. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ НАСОСОВ СТР

К энергетическим характеристикам центробежных насосов относятся зависимости между напором (или степенью повышения давления), мощностью на валу привода, кпд и величиной объёмного расхода рабочего тела. В данной главе изложены методики проведения испытаний малоразмерных центробежных насосов и обработки результатов испытаний. Дано описание проточных форм МРК, ставших объектом исследования, а также проведён анализ полученных результатов с точки зрения выявления оптимальных геометрических соотношений проточных форм, обеспечивающих наилучшие энергетические параметры МЦН.

Основные энергетические характеристики центробежных насосов принято иллюстрировать графическими зависимостями $H=f(\dot{V})$ и $\eta=f(\dot{V})$, см., например, рис. 5.1, на котором представлены характеристики МЦН, построенные по результатам эксперимента с числом оборотов $n = 6 \cdot 10^3$ об/мин и рабочим телом – водой.

По результатам экспериментальных исследований строят графики в системе безразмерных параметров, пользуясь так называемыми приведенными величинами расхода, напора или мощности. Константами приведения выбирают абсолютные значения соответствующих параметров расчётного режима. Значения параметров на расчетном режиме идентифицируют нижним индексом "р". Например, H_p , $\dot{V}_p$, ω_p , η_{np} – означают, соответственно, напор, объемный расход, угловую скорость ротора и кпд насоса на расчетном режиме. Пример графических зависимостей между приведёнными параметрами центробежного насоса $H/H_p=f(\dot{V}/\dot{V}_p)$ и $\eta/\eta_{np}=f(\dot{V}/\dot{V}_p)$ показан на рис. 5.2 и 5.3. Исходными данными для них, в частности, послужили характеристики, представленные на рис. 5.1.

Важнейшей задачей экспериментального исследования энергетических характеристик стало уточнение оптимального соотношения размеров МРК в радиально-окружной и меридиональной плоскостях, используемых в типовой практике проектирования центробежных насосов. Цель: выявление оптимальной проточной формы межлопаточных каналов МРК при работе на расчётных режимах. В качестве основных объектов исследования рассматривались безразмерные

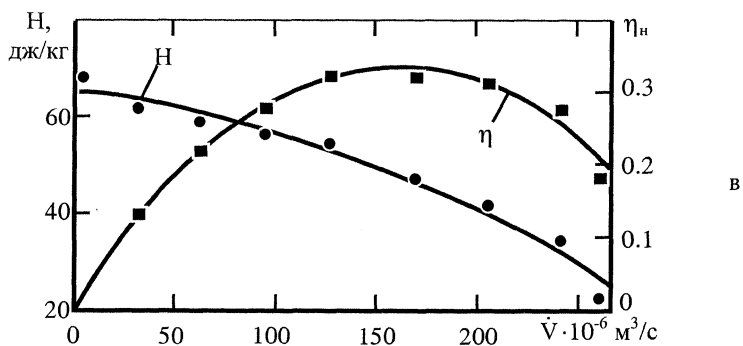
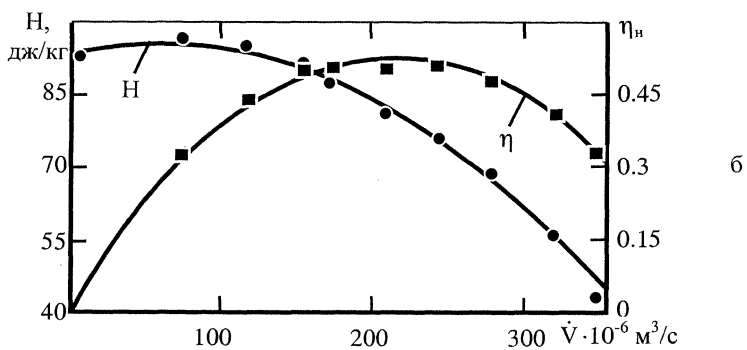
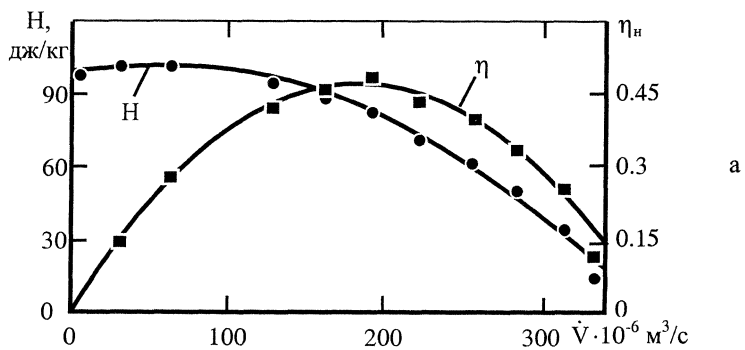


Рис. 5.1. Энергетические характеристики МЦН
 $(\beta_{2n}=30^\circ, \bar{b}_2=0.11, Re_u=5.15 \cdot 10^5)$:
 а – $\bar{D}_1=0.25$; б – $\bar{D}_1=0.5$; в – $\bar{D}_1=0.8$

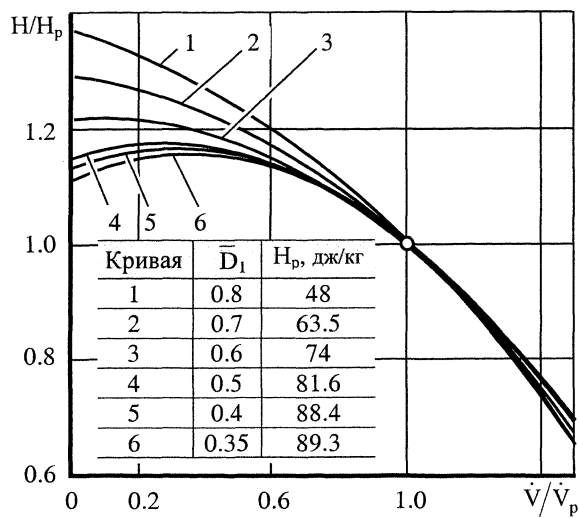


Рис. 5.2. Напорные характеристики МЦН
 $(\beta_{2n}=30^\circ, \bar{b}_2=0.11, Re_u=5.15 \cdot 10^5)$

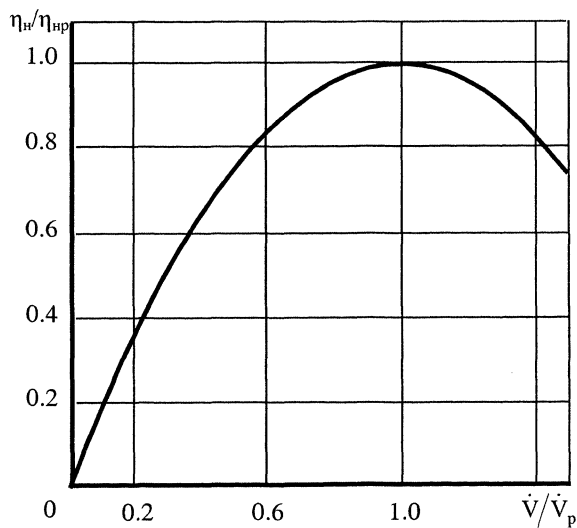
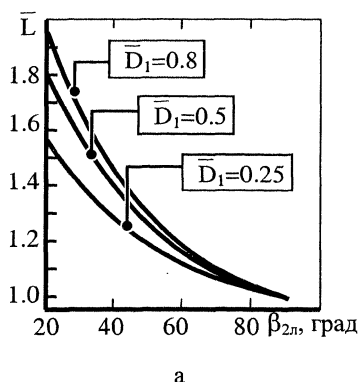
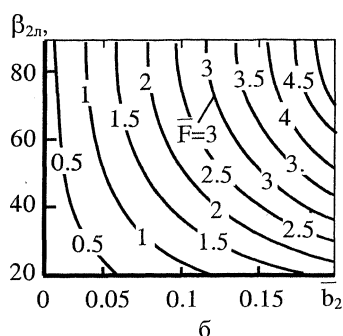
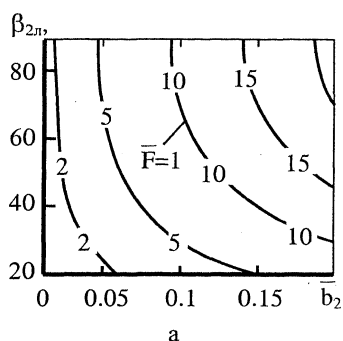


Рис. 5.3. К η д – характеристика МЦН
 $(\beta_{2n}=30^\circ, \bar{D}_1=0.35 \dots 0.8, b_2/D_2=0.11, Re_u=5.15 \cdot 10^5)$

соотношения $\bar{b}_2$, $\bar{F}$, b_2/L как параметры, которые в наибольшей степени влияют на потери от смыкания и диффузорного характера течения. Для этого в процессе экспериментов проточная форма МРК подвергалась трансформации путём изменения размеров b_2 , D_1 , $\beta_{2л}$. При фиксированном диаметре $\bar{D}_1$ требуемая величина соотношения b_2/L достигалась изменением b_2 и $\beta_{2л}$, см. рис. 5.4, 5.5. Например, варьирование только одним параметром – углом $\beta_{2л}$, его уменьшением с 90° до 20° позволяло увеличивать длину каналов $\bar{L}$ на 57% (при $\bar{D}_1=0.25$) и на 96% (при $\bar{D}_1=0.8$), см. рис. 5.5 б), где $\bar{L} = L/l|_{\beta_{2л}=90^\circ}$.



$\beta_{2л}$ град	$\bar{D}_1$		
	0.25	0.5	0.8
90	1	1	1
80	1.026	1.037	1.042
60	1.119	1.162	1.182
40	1.287	1.392	1.443
20	1.571	1.814	1.961
	$b_1/\bar{D}_1$		
	0.346	0.188	0.128

Рис. 5.4. Зависимость степени диффузорности каналов $\bar{F}$ от относительной ширины $\bar{b}_2$ и угла $\beta_{2л}$:
а – $\bar{D}_1=0.25$; б – $\bar{D}_1=0.8$

Рис. 5.5. Зависимость приведённой ширины каналов $\bar{L}$ от угла $\beta_{2л}$:
а – графическая; б – табличная (в последней строке $b_1/D_1=f(\bar{D}_1)$)

В первой серии испытаний со стороны покрывного диска МРК осуществлялась подрезка торцевой поверхности лопаток с выполнением условия $\bar{D}_1 = \text{const.}$ и $b_1 = \text{const.}$ и последующим креплением нового варианта покрывного диска. Цель изменения проточной формы – уменьшение ширины каналов b_2 и соответственно соотношения b_2/L при неизменной длине межлопаточных каналов $L = \text{const.}$

Во второй серии испытаний при неизменных $D_2 = \text{const.}$ и $\bar{b}_2 = \text{const.}$ подрезались входные кромки лопаток МРК и растачивалось отверстие входа в покрывном диске для увеличения диаметра D_1 . Цель – изменение соотношения диаметров $\bar{D}_1$ в интервале от 0.25 до 0.8. При этом менялась геометрия входа: угол $\beta_{1л}$ и ширина лопаток b_1 . Число лопаток в этих экспериментах составляло $z = 6$.

Систематизация данных осуществлялась в точках расчётного режима.

5.1. Описание стендовых испытаний

Исследование энергетических характеристик МЦН проведено на стенде, позволившем определить напорные и кпд-характеристики МЦН, исследовать составляющие баланса потерь. Стенд имел замкнутый гидравлический контур и был укомплектован набором типовых измерительных устройств – образцовых манометров с классом точности 0.4, 0.6, датчиков расхода турбинного типа с погрешностью измерения $\pm 0.5\%$, индуктивных датчиков оборотов, цифровых частотомеров, обеспечивших приемлемый уровень точности измерений. Гидравлическая схема стенда представлена на рис. 5.6.

Напорная и кпд-характеристики для основной группы насосов находились в процессе испытания одновременно при $n = 4000$ об/мин, 6000 об/мин, 8000 об/мин, а для отдельных вариантов при $n = 2000$ об/мин, 10000 об/мин. Каждому испытанию на силоизмерительном устройстве 9, рис. 5.6, предшествовал замер мощности холостого хода. На установившемся режиме измерялся расход, давление на входе, давление на выходе, крутящий момент, температура жидкости. Для построения характеристик производился замер параметров в среднем в 10...13 точках с примерно одинаковым шагом в диапазоне изменения расхода до $\dot{V} \approx 1.5 \cdot \dot{V}_p$.

Основой методики проведения балансовых испытаний послужила методика С.С. Руднева.

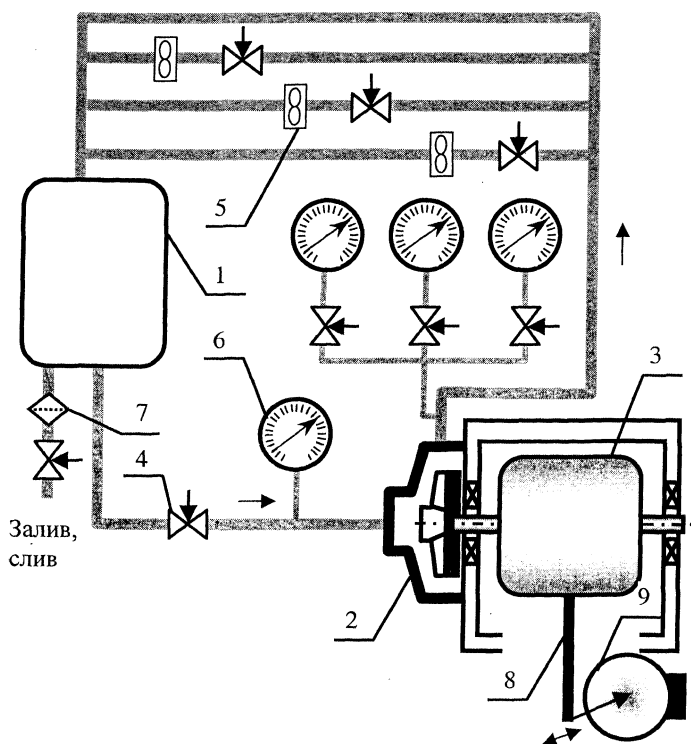


Рис. 5.6. Схема стенда испытаний МЦН:
 1 – расходный бак; 2 – МЦН; 3 – электропривод в балансирующем подвесе; 4 – вентиль; 5 – датчик расхода; 6 – манометр; 7 – фильтр; 8 – упорная планка; 9 – силикоизмерительное устройство

Замер утечек через щелевое уплотнение в рамках балансовых испытаний производился после нахождения напорной и кпд-характеристик насоса на специальной установке. Конструкция МРК предусматривала возможность изменения форм и размеров межлопаточных каналов в меридиональной плоскости за счет съемного покрывного диска, см. рис. 5.7. После очередной подрезки лопаток на колёса устанавливались новые, соответствующие полученным меридиональным сечениям, покрывные диски, изготовленные из оргстекла. Крепление дисков производилось штифтами, проходившими через тело лопаток. Герметизация стыка лопаток с диском осуществлялась при помощи эпоксидной смолы. Такой подход позволил умень-

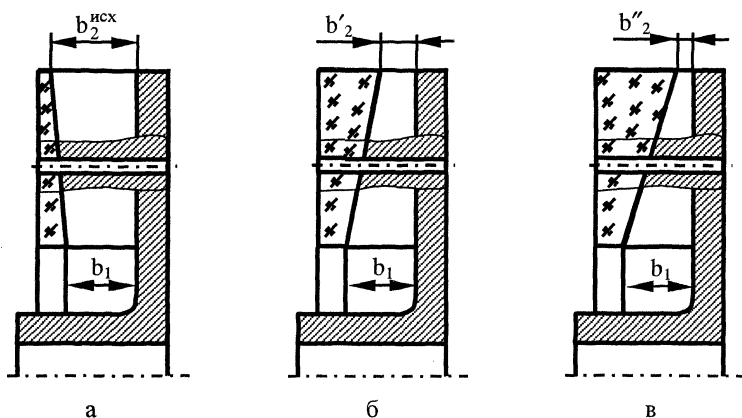


Рис. 5.7. Изменение меридионального сечения МПК ($b_1 = \text{const.}$, $b_2 = \text{var.}$):
 а – исходное МПК ($b_2^{\text{исх}}$); б – 1-я подрезка МПК ($b_2' < b_2^{\text{исх}}$);
 в – 2-я подрезка МПК ($b_2'' < b_2'$)

шить возможные технологические отклонения и получить надежные результаты исследования по влиянию того или иного геометрического параметра МПК на энергетические характеристики МЦН при сохранении неизменной остальной геометрии МЦН, в том числе и отводящего устройства.

В испытанных образцах насосов задняя боковая пазуха оставалась беспроточной, а в передней размещалось щелевое уплотнение. В зависимости от способа изменения проточной формы каналов МПК применялись 3 варианта уплотнения:

- радиальное щелевое уплотнение с буртом на корпусе, схема а, рис. 5.8. Относительные размеры: радиус бурта $R_{\text{упл}}/D_2 = 0.75$, длина щели $L_{\text{упл}}/R_{\text{упл}} = 0.033$, радиальный зазор $\Delta/R_{\text{упл}} = 0.005$;
- радиальное щелевое уплотнение с буртом на МПК, схема б, рис. 5.8. Относительные размеры: радиус бурта $R_{\text{упл}}/D_2 = 0.44$, длина щели $L_{\text{упл}}/R_{\text{упл}} = 0.139$, радиальный зазор $\Delta/R_{\text{упл}} = 0.017$;
- торцовое щелевое уплотнение с зазором $\Delta/D_2 = 0.012$ между внешней стороной покрывного диска РК и стенкой корпуса насоса, схема в, рис. 5.8.

Изменение осевых размеров РК, обусловленное подрезкой лопа-

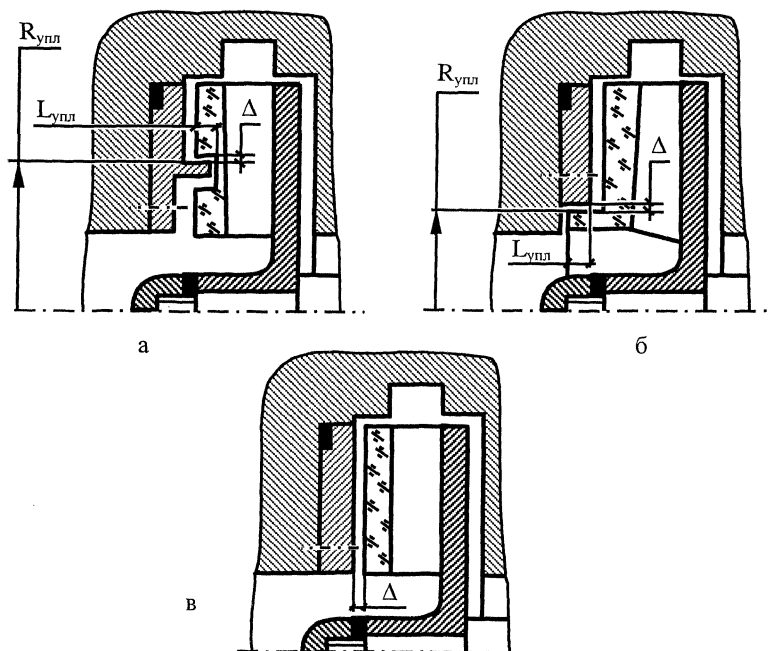


Рис. 5.8. Схема щелевых уплотнений: а – радиальное с буртом на корпусе; б – радиальное с буртом на МРК; в – торцовое

ток, компенсировалось установкой сменных колец в корпусе насоса. Перед каждым испытанием производился тщательный контроль геометрических параметров уплотнения.

Все модификации МРК испытывались в отводящем устройстве, состоящем из спирального сборника прямоугольного поперечного сечения ($D_2/D_3=0.995$, $b_3/D_3=0.108$), заканчивавшегося коническим диффузором, см. рис. 5.9. При испытаниях, в которых осуществлялась подрезка МРК по схеме, иллюстрированной рис. 5.7, выполнялось условие $b_3 = \text{const.}$, причём $b_2^{\text{исх}} = b_3$.

5.2. Статистическая обработка экспериментальных данных

В связи с развитием методов математического моделирования исследуемых процессов связь между параметрами целесообразно задавать в аналитической форме. Для этого необходимо проведение

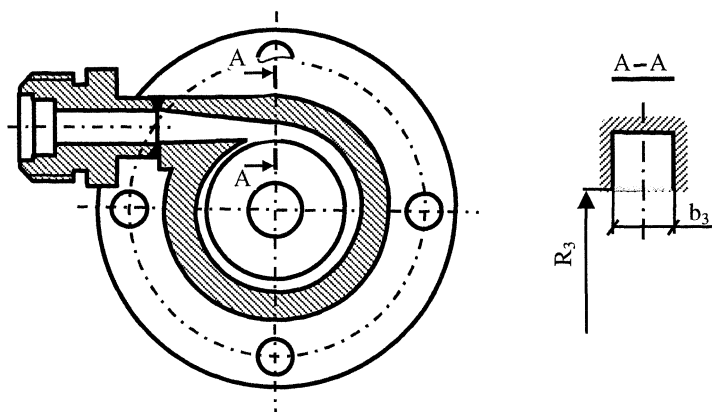


Рис. 5.9. Проточная форма спирального сборника

статистической обработки данных, основанной на интерпретации информации методами теории вероятности и математической статистики [19]. Кратко рассмотрим содержание этой операции на примере обработки данных при исследовании напорной характеристики $H=f(\dot{V})$.

Статистическая зависимость, при которой изменение случайной величины $\dot{V}$ влечёт изменение среднего значения другой случайной величины H , называется корреляционной и характеризуется выражением:

$$\bar{h}_{\dot{v}} = f(\dot{v}), \quad (5.1)$$

где $\bar{h}_{\dot{v}}$ – условное среднее, равное среднему арифметическому значению H при $\dot{V} = \dot{v}$.

Уравнение (5.1) также называется уравнением регрессии H на $\dot{V}$, а её график – линией регрессии H на $\dot{V}$.

При большом числе замеров одни и те же значения h и $\dot{v}$ могут встречаться неоднократно. Для удобства их группируют и записывают в виде так называемой корреляционной таблицы 5.1, в которой n_{ij} – частота значений h_j при $\dot{v} = \dot{v}_i$. Распределение элементов i -й группы по переменной h представлено в таблице 5.1 столбцами на сером фоне. Для каждого $\dot{v} = \dot{v}_i$ находят групповую среднюю переменную $\bar{h}_i$, равную средней арифметической этого распределения:

Таблица 5.1

Корреляционная таблица экспериментальных данных

h_j	$\dot{v}_i$			
	$\dot{v}_1$	$\dot{v}_2$	...	$\dot{v}_k$
h_1	n_{11}	n_{21}	...	n_{k1}
h_2	n_{12}	n_{22}	...	n_{k2}
...	...	...	...	...
h_m	n_{1m}	n_{2m}	...	n_{km}

$$\bar{h}_i = \frac{\sum_{j=1}^t h_j n_{ij}}{\sum_{j=1}^t n_{ij}}. \quad (5.2)$$

Конкретизируем алгоритм поиска нелинейной корреляционной зависимости между значениями $\dot{v}_i$ и соответствующими групповыми средними $\bar{h}_i$, в частности, параболической регрессии как наиболее типичной для описания энергетических характеристик центробежного насоса.

Уравнение параболической регрессии имеет вид:

$$H = A + B \cdot \dot{V} + C \cdot \dot{V}^2. \quad (5.3)$$

Кривая параболической регрессии (парабола) должна обеспечивать наименьшую сумму S квадратов разностей ординат точек $A_1, A_2, \dots, A_s$ и соответствующих точек $A'_1, A'_2, \dots, A'_s$, рис. 5.10. Здесь сумма S равна

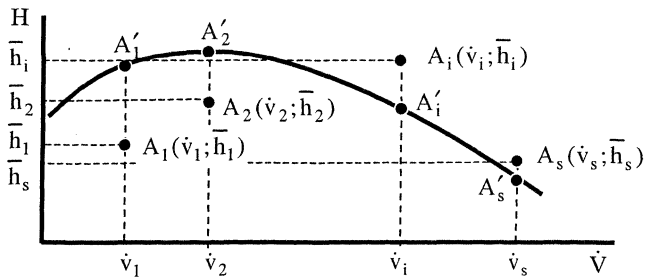


Рис. 5.10. Кривая параболической регрессии

$$S = \sum_{i=1}^s (A_i A'_i)^2 \cdot n_{xi}, \quad (5.4)$$

где n_{xi} частота значения $\dot{v}_i$, ($i=1, 2, \dots, s$).

Заменяя в уравнении (5.3) $\dot{v} = \dot{v}_1, \dot{v}_2, \dots, \dot{v}_s$, получим ординаты точек $A'_1, A'_2, \dots, A'_s$:

$$h_i = A + B \cdot \dot{v}_i + C \cdot \dot{v}_i^2.$$

Следовательно, разность ординат в i -той точке будет определяться по формуле:

$$A_i A'_i = A + B \cdot \dot{v}_i + C \cdot \dot{v}_i^2 - \bar{h}_i \quad (i=1, 2, \dots, s). \quad (5.5)$$

Подставив выражения (5.5) в равенство (5.4), найдём:

$$S = \sum_{i=1}^s (A + B \cdot \dot{v}_i + C \cdot \dot{v}_i^2 - \bar{h}_i)^2 \cdot n_{vi}. \quad (5.6)$$

В уравнении (5.6) переменная S рассматривается как функция 3-х независимых переменных: A , B и C . Формирование необходимого условия экстремума функции S приводит к появлению 3-х уравнений:

$$\frac{\partial S}{\partial A} = 0, \quad \frac{\partial S}{\partial B} = 0, \quad \frac{\partial S}{\partial C} = 0. \quad (5.7)$$

Записывая частные производные (5.7) в развёрнутом виде, после очевидных преобразований получим систему 3-х линейных уравнений, где в качестве неизвестных будут присутствовать коэффициенты регрессионного уравнения A , B , C :

$$\begin{cases} A \sum_{i=1}^s n_{vi} + B \sum_{i=1}^s \dot{v}_i n_{xi} + C \sum_{i=1}^s \dot{v}_i^2 n_{vi} = \sum_{i=1}^s \bar{h}_i n_{vi}; \\ A \sum_{i=1}^s \dot{v}_i n_{vi} + B \sum_{i=1}^s \dot{v}_i^2 n_{vi} + C \sum_{i=1}^s \dot{v}_i^3 n_{vi} = \sum_{i=1}^s \dot{v}_i \bar{h}_i n_{vi}; \\ A \sum_{i=1}^s \dot{v}_i^2 n_{vi} + B \sum_{i=1}^s \dot{v}_i^3 n_{vi} + C \sum_{i=1}^s \dot{v}_i^4 n_{vi} = \sum_{i=1}^s \dot{v}_i^2 \bar{h}_i n_{vi}. \end{cases} \quad (5.8)$$

Решение системы (5.8) позволяет найти коэффициенты регрессии (5.3) A , B , C , и, следовательно, получить исследуемую зависимость в аналитическом виде.

Примером статистической обработки экспериментальных данных может служить таблица 5.2, содержащая коэффициенты параболических регрессий, графики которых изображены на рис. 5.2.

Таблица 5.2.

Коэффициенты уравнений кривых, представленных на рис. 5.2.

Общий вид уравнений: $H/H_p = A + B \cdot (\dot{V}/\dot{V}_p) + C \cdot (\dot{V}/\dot{V}_p)^2$				
№ кривой	A	B	C	R ²
1	1.369	- 0.157	- 0.211	0.977
2	1.291	- 0.071	- 0.220	0.997
3	1.216	0.045	- 0.261	0.997
4	1.147	0.193	- 0.340	0.997
5	1.133	0.226	- 0.359	0.998
6	1.113	0.263	- 0.375	0.994

Для оценки достоверности аппроксимации здесь использован коэффициент R^2 , в теории вероятностей именуемый квадратом корреляционного отношения:

$$R^2 = \frac{\sigma_{h\dot{v}}^2}{\sigma_h^2}, \quad (5.9)$$

где σ_h – среднее квадратическое отклонение значений h_j от от средней $\bar{h}_i$; $\sigma_{h\dot{v}}$ – среднее квадратическое отклонение значений частных средних $\bar{h}_i$ от средней $\bar{h}$, т.е.

$$\sigma_h^2 = \frac{\sum_{j=1}^t (h_j - \bar{h})^2 \cdot n_{hj}}{n}, \quad (5.10)$$

$$\sigma_{h\dot{v}}^2 = \frac{\sum_{i=1}^s (\bar{h}_i - \bar{h})^2 \cdot n_{vi}}{n}, \quad (5.11)$$

где n – объём выборки.

Значения R^2 подчиняются условию: $0 \leq R^2 \leq 1$. Если $R^2=0$, то следует вывод: случайные величины $\dot{V}$ и H не связаны заданной корреляционной зависимостью. Если $R^2=1$, то случайные величины $\dot{V}$ и H абсолютно достоверно связаны исследуемой функциональной зависимостью. Значения внутри интервала (0, 1) характеризуют степень отклонения от абсолютной достоверности выполненной обработки. Таким образом, значение R^2 рассматривается как погрешность анали-

тической аппроксимации экспериментальных данных¹.

Ниже при анализе энергетических характеристик насосов СТР графические иллюстрации, где это целесообразно, будут дополнены таблицами коэффициентов регрессионных уравнений.

5.3. Напорные качества

Оценка напорных качеств МЦН проведена с применением двух безразмерных параметров: коэффициента напора $\bar{H}$ и гидравлического параметра $k_z \eta_r$. Величина $k_z \eta_r$ определялась как отношение двух напоров – действительного H и теоретического при бесконечном числе лопаток $H_{\text{тес}}$:

$$k_z \eta_r = \frac{H}{H_{\text{тес}}}. \quad (5.12)$$

Коэффициент $\bar{H}$ в расчётных схемах регламентирует напор насоса (при $n=\text{const.}$, $\bar{D}_1=\text{const.}$), а гидравлический параметр $k_z \eta_r$ характеризует отклоняющие свойства решётки профилей и потери энергии при течении по каналам РК.

На рис. 5.12...5.21 представлены экспериментальные данные, характеризующие зависимость коэффициента напора $\bar{H}$ и гидравлического параметра $k_z \eta_r$ от режима течения, проточной формы и числа лопаток РК.

Влияние числа Рейнольдса. Условное число Рейнольдса лишь ориентировочно может рассматриваться как информационно содержательный гидродинамический параметр. В центробежных нагнетателях с РК различных типоразмеров и шероховатости поверхности одному и тому же значению этого числа на расчетном режиме в одном и том же элементе проточной части могут соответствовать различные истинные числа Рейнольдса.

Общепринято предельное значение для центробежных насосов $(Re_{u2})_{\text{пред}}=10^6$. Для насосов СТР типичен диапазон $Re_{u2}=3 \cdot 10^5 \dots 10^6$, лежащий левее $(Re_{u2})_{\text{пред}}$, вне зоны автомодельности. В рамках указанного диапазона Re_{u2} , при числах оборотов $n=(2 \dots 10) \cdot 10^3$ об/мин,

¹ В дальнейшем, при точности аппроксимации $R^2 \geq 0.994$ экспериментальные точки изображаться на графиках не будут из-за отсутствия видимых отклонений таких точек от регрессионной кривой.

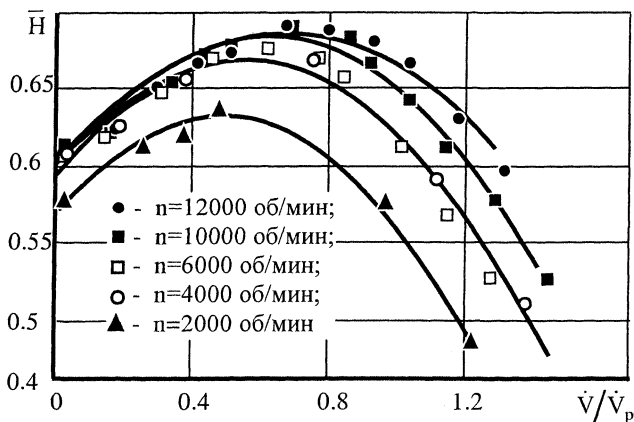


Рис. 5.11. Напорные характеристики МЦН при различных n ($\beta_{2л}=90^\circ$; $\bar{b}_2=0.11$; $\bar{D}_1=0.5$)

были определены напорные и кпд-характеристики МЦН. На рис. 5.11 представлены напорные характеристики для РК с углом лопаток $\beta_{2л} = 90^\circ$, $\bar{b}_2 = 0.11$, $\bar{D}_1 = 0.5$. Влияние числа Re_{u2} на приведённый коэффициент напора $\bar{H}/\bar{H}|_{Re_{u2}=10^6}$ показано на рис. 5.12.

В точке $Re_{u2}=3 \cdot 10^5$, на левой границе зоны работы насосов СТР, отмечается 10-процентное падение $\bar{H}$, что равнозначно величине $\bar{H}/\bar{H}|_{Re_{u2}=10^6} = 0.9$. Для насоса, являющегося объектом космического базирования, такое падение квалифицируется как существенное, ведущее к росту радиальных размеров. Увеличение коэффициента напора $\bar{H}$ насосов СТР путём перевода режимов работы в автомобильную по числу Re область можно считать одним из резервов улучшения их массогабаритных параметров. Очевиден путь увеличения Re_{u2} - повышение угловой частоты ω ($u_2=\omega \cdot D_2/2$), который, однако, до настоящего времени не реализуется из-за ограниченных значений ω высокоресурсных электроприводов, предлагаемых промышленностью.

Зависимость приведённого коэффициента напора от числа Рейнольдса на рис. 5.12 подтверждает неавтомодельный режим работы насосов СТР. В дальнейшем при описании большинства экспериментальных зависимостей будут указаны соответствующие значения Re_{u2} , которые обеспечат адекватность интерпретации установленных функциональных связей.

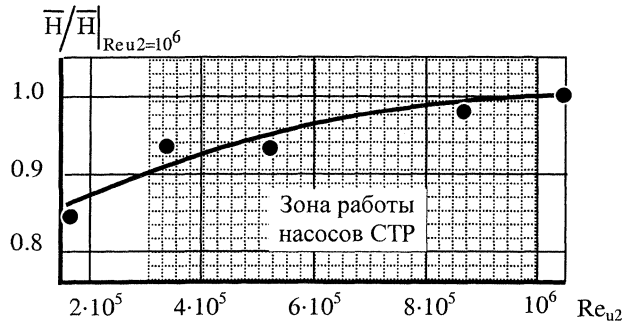


Рис. 5.12. Влияние числа Re_{u2} на приведённый коэффициент напора $\bar{H}/\bar{H}|_{Re u2=10^6}$ на расчётном режиме ($\beta_{2л}=90^\circ$, $\bar{b}_2=0.11$, $\bar{D}_1=0.5$)

Таблица 5.4.

Коэффициенты уравнения кривой, представленной на рис. 5.12

Общий вид уравнения: $\frac{\bar{H}}{\bar{H}|_{Re u2=10^6}} = A + B \cdot Re_{u2} + C \cdot Re_{u2}^2$

A	B	C	R^2
0.799	$3.887 \cdot 10^{-7}$	$-1.881 \cdot 10^{-13}$	0.918

Относительная ширина каналов b_2/L . В структуре потока, проходящего по каналам МРК, вторичные вихри, режим их смыкания играют заметную роль. Относительный размер b_2/L гидравлических каналов признан наиболее эффективным соотношением, регулирующим указанные явления. Поэтому было исследовано влияние b_2/L каналов МРК на энергетические показатели насосов. Изменение соотношения b_2/L достигалось, при фиксированном $\bar{D}_1=0.383$, с помощью двух параметров: относительной ширины $\bar{b}_2=0.012 \dots 0.11$ и угла лопаток на выходе МРК $\beta_{2л}=30^\circ \dots 90^\circ$. Результаты представлены на рис. 5.13 и 5.14 в виде графиков функций $\bar{H} = f(b_2/L)$ и $k_z \eta_r = f(b_2/L)$ (зависимость $\eta_{вн} = f(b_2/L)$ будет рассмотрена позднее, см. график на рис. 5.22).

Все зависимости указывают на приблизительно один и тот же диапазон оптимальных значений b_2/L . Минимальный уровень энергетических потерь, обусловленный суммарным эффектом от смыкания и диффузорного характера течения, достигается при $b_2/L = 0.3 \dots 0.35$.

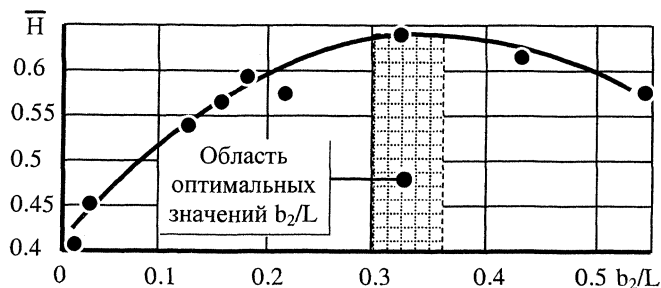


Рис. 5.13. Зависимость коэффициента напора от относительной ширины каналов b_2/L
($\beta_{1n} = 30^\circ$; $Re_n = 5.15 \cdot 10^5$)

Таблица 5.5

Коэффициенты уравнения кривой, представленной на рис. 5.13

Общий вид уравнений: $\bar{H} = A + B \cdot (b_2/L) + C \cdot (b_2/L)^2$			
A	B	C	R^2
0.397	1.382	- 1.957	0.961

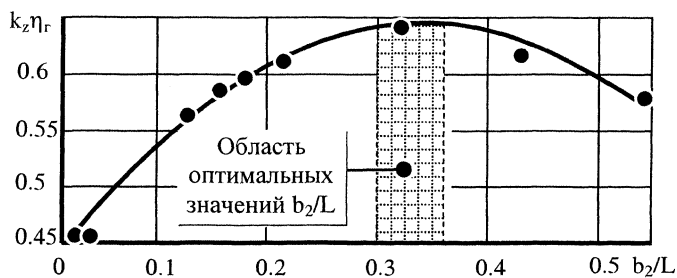


Рис. 5.14. Зависимость гидравлического параметра $k_z \eta_r$ от относительной ширины каналов b_2/L
($\beta_{1n} = 30^\circ$; $Re_n = 5.15 \cdot 10^5$)

Таблица 5.6

Коэффициенты уравнения кривой, представленной на рис. 5.14

Общий вид уравнений: $k_z \eta_r = A + B \cdot (b_2/L) + C \cdot (b_2/L)^2$			
A	B	C	R^2
0.427	1.288	- 1.892	0.985

За пределами указанного диапазона изменение параметра b_2/L в сторону меньших значений ведёт к значительному возрастанию энергетических потерь от эффекта "смыкания", а при отклонении в сторону увеличенных значений неприемлемо растут потери от диффузорного характера течения. При неизменных диаметре D_2 и ширине b_2 лучшими напорными качествами обладают решётки профилей МРК, у которых меньше длина межлопаточных каналов, (см. характер изменения L/D_2 на рис. 5.15). Геометрическая характеристика оптимальной, с точки зрения напорных качеств, проточной формы МРК может быть выражена формулой: межлопаточные каналы короче, а меридиональное сечение на выходе шире по сравнению с формами РК общепромышленных насосов.

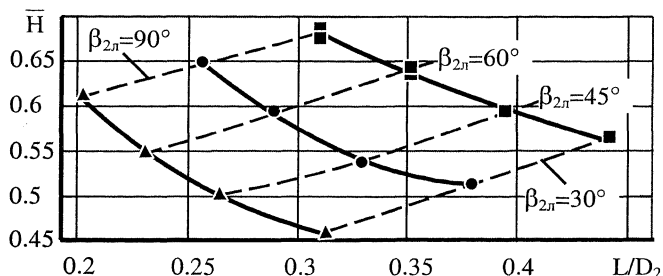


Рис. 5.15. Зависимость коэффициента напора от относительной длины каналов L/D_2 ($b_2=0.11$, $Re_{u2}=8.59 \cdot 10^5$):

■ - $\bar{D}_1=0.4$; ● - $\bar{D}_1=0.5$; ▲ - $\bar{D}_1=0.6$

Таблица 5.7

Коэффициенты уравнений кривых, представленных на рис. 5.15.

Общий вид уравнений: $\bar{H} = A + B \cdot (L/D_2) + C \cdot (L/D_2)^2$				
$\bar{D}_1$	A	B	C	R^2
0.4	1.209	-2.267	1.817	0.994
0.5	1.675	-5.959	7.643	0.997
0.6	1.387	-5.479	8.05	0.998

Относительный диаметр. Отношение диаметров $\bar{D}_1 = D_1/D_2$ является типовым параметром проектирования РК центробежных насосов. От $\bar{D}_1$ зависит соотношение между величиной объёмного расхода

да и напором. В частности, распространена классификация проточной формы каналов РК в меридиональном сечении на основе связи между $\bar{D}_1$ и коэффициентом быстроходности n_s .

Известно, что статический напор $H_{ст}$ центробежного насоса определяется изменением квадратов скоростей в относительном и переносном движении потока. Для несжимаемой жидкости:

$$H_{ст} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} - L_{сопр}. \quad (5.13)$$

С ростом отношения диаметров D_1/D_2 разность квадратов скоростей $u_2^2 - u_1^2$ и $w_1^2 - w_2^2$ уменьшается, снижая напорные качества насоса.

В малоразмерных насосах последствия падения параметра течения $w_1^2 - w_2^2$ не столь очевидны. Уменьшение $w_1^2 - w_2^2$ приводит к ослаблению диффузорного характера течения. Следствием становится снижение потерь на отрыв, уменьшение компонента $L_{сопр}$ в уравнении (5.13), улучшение отклоняющих свойств решётки профилей МРК.

Зависимость напорных качеств МЦН от $\bar{D}_1$, найденная экспериментальным путём, представлена двумя графиками на рис. 5.16 и 5.17.

Для сравнения, рис. 5.17 содержит данные, полученные по результатам испытаний высокооборотных центробежных насосов [16].

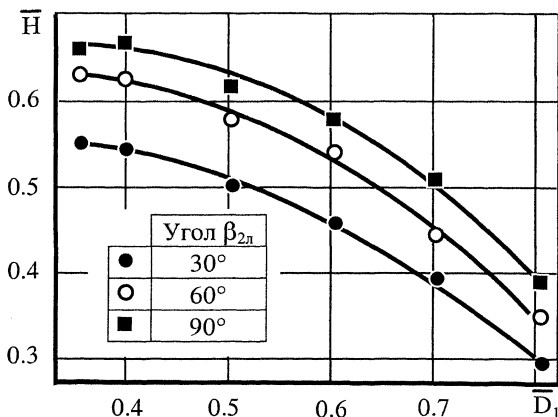


Рис. 5.16. Влияние относительного диаметра на коэффициент напора ($\bar{b}_2=0.11$, $Re_{u2}=5.15 \cdot 10^5$)

Таблица 5.8.

Коэффициенты уравнений кривых, представленных на рис. 5.16.				
Общий вид уравнений: $\bar{H} = A + B \cdot \bar{D}_1 + C \cdot \bar{D}_1^2$				
$\beta_{2л}$	A	B	C	R^2
30°	0.493	0.490	- 0.917	0.999
60°	0.541	0.652	- 1.118	0.997
90°	0.521	0.864	- 1.277	0.993

Данные систематизированы с помощью двух подмножеств: обобщающей линии (изображена на рис. 5.17 в виде пунктира) и поля значений $k_z \eta_r = 0.6 \dots 0.68$ для вариантов РК, отвечающих условию, когда относительный диаметр $\bar{D}_1 \leq 0.55$ (на рис. 5.17 отмечено штриховкой). Отклоняющие свойства решётки профилей в РК МЦН, характеризующие $k_z \eta_r$, в исследованном диапазоне значений $\bar{D}_1$ оказываются на уровне высокооборотных насосов. Верхняя граница поля МЦН относится к МРК с $\beta_{2л} = 90^\circ$, а нижняя к МРК с $\beta_{2л} = 30^\circ$.

Зависимостям, представленным на рис. 5.16 и 5.17, можно дать следующую гидродинамическую интерпретацию. Угол $\beta_{2л}$ влияет на

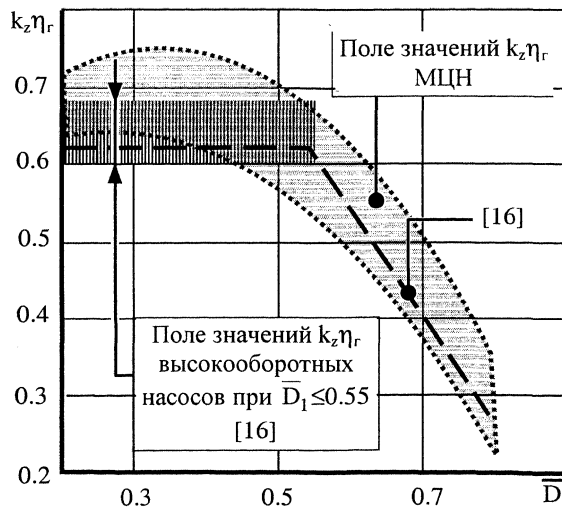


Рис. 5.17. Влияние относительного диаметра $\bar{D}_1$ на гидравлический параметр ($\bar{b}_2 = 0.11$, $Re_{u2} = 5.15 \cdot 10^5$)

длину L и форму профиля лопаток РК. Уменьшение L путём роста $\beta_{2л} |_{\bar{D}_1 = \text{const}}$ снижает степень развития пограничного слоя и интенсивность вторичных течений. В результате характер пространственного течения по каналам МРК меняется в сторону подавления эффекта смыкания, что положительно сказывается на величине гидравлических потерь и отклоняющих качествах решётки профилей РК.

На рис. 5.18 представлены зависимости $\bar{H}=f(\beta_{2л})$, подтверждающие характер влияния $\beta_{2л}$ на параметры МЦН.

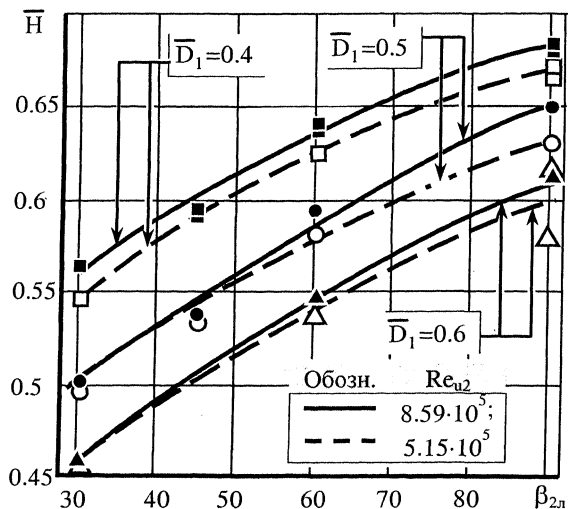


Рис. 5.18. Зависимость коэффициента напора от угла $\beta_{2л}$ ($b_2=0.11$.)

Таблица 5.9.

Коэффициенты уравнений кривых, представленных на рис. 5.18

Общий вид уравнений: $\bar{H} = A + B \cdot \beta_{2л} + C \cdot \beta_{2л}^2$					
$\bar{D}_1$	Re_{u2}	A	B	C	R^2
0.4	$5.15 \cdot 10^5$	0.431	$4.408 \cdot 10^{-3}$	$-1.972 \cdot 10^{-5}$	1
	$8.59 \cdot 10^5$	0.453	$4.051 \cdot 10^{-3}$	$-1.686 \cdot 10^{-5}$	0.983
0.5	$5.15 \cdot 10^5$	0.405	$3.618 \cdot 10^{-3}$	$-1.232 \cdot 10^{-5}$	0.996
	$8.59 \cdot 10^5$	0.391	$4.035 \cdot 10^{-3}$	$-1.273 \cdot 10^{-5}$	0.989
0.6	$5.15 \cdot 10^5$	0.353	$3.833 \cdot 10^{-3}$	$-1.222 \cdot 10^{-5}$	0.949
	$8.59 \cdot 10^5$	0.349	$4.048 \cdot 10^{-3}$	$-1.273 \cdot 10^{-5}$	0.999

Относительная ширина каналов $\bar{b}_2$

В практике проектирования центробежных нагнетателей заданием относительной ширины $\bar{b}_2 = b_2/D_2$, как правило, обеспечивают требуемый уровень геометрической степени диффузорности $\bar{F}$ каналов РК. Рекомендуемый диапазон изменения относительной ширины составляет $\bar{b}_2 = 0.02 \dots 0.08$, (см. гл. 2, табл. 2.4).

В проведённом исследовании относительная ширина $\bar{b}_2$ изменялась в более широком интервале $\bar{b}_2 = 0.012 \dots 0.11$. Результаты представлены на рис. 5.19 и 5.20.

Увеличение $\bar{b}_2$ (при $\bar{D}_1 = \text{const.}$, $b_1/D_2 = \text{const.}$), несмотря на значительный рост степени диффузорности до $\bar{F} = 8$, сопровождается улучшением напорных качеств малоразмерного насоса. Разброс экспериментальных точек при значениях $\bar{b}_2 = 0.11$ связан с влиянием $\beta_{2л}$ на коэффициенты $\bar{H}$ и $k_2\eta_r$, усиливающимся с ростом $\bar{b}_2$. Характер зависимости напорных качеств МЦН от геометрии РК, иллюстрируемый рис. 5.19 и 5.20, косвенно подтверждает энергетические последствия эффекта смыкания вторичных вихрей.

При малых значениях геометрической степени диффузорности $\bar{F}$ и недостаточном b_2 реализуется неблагоприятный вариант смыкания. Это отрицательно сказывается на отклоняющих свойствах ре-

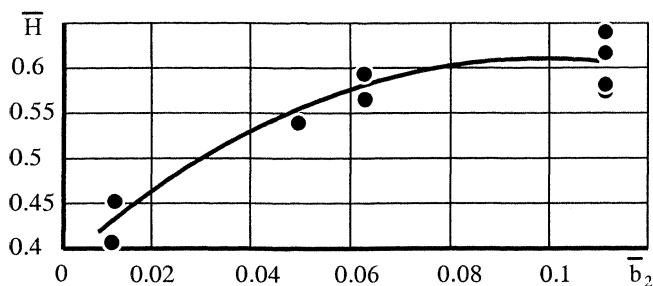


Рис. 5.19. Зависимость коэффициента напора от относительной ширины каналов $\bar{b}_2$
($\beta_{2л} = 30^\circ \dots 90^\circ$; $\bar{D}_1 = 0.383$; $Re_u = 5.15 \cdot 10^5$)

Таблица 5.10.

Коэффициенты уравнения кривой, представленной на рис. 5.19

Общий вид уравнения: $\bar{H} = A + B \cdot \bar{b}_2 + C \cdot \bar{b}_2^2$			
A	B	C	R ²
0.377	4.772	- 24.529	0.895

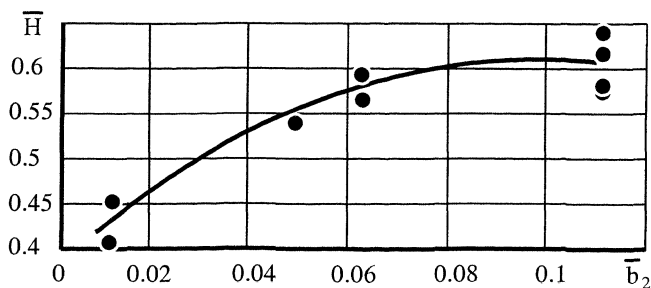


Рис. 5.19. Зависимость коэффициента напора от относительной ширины каналов $\bar{b}_2$
($\beta_{2л}=30^\circ \dots 90^\circ$; $\bar{D}_1=0.383$; $Re_u=5.15 \cdot 10^5$)

Таблица 5.10

Коэффициенты уравнения кривой, представленной на рис. 5.19			
Общий вид уравнения: $\bar{H}=A+B \cdot \bar{b}_2+C \cdot \bar{b}_2^2$			
A	B	C	R^2
0.377	4.772	- 24.529	0.895

шётки профилей РК МЦН, характеризующихся k_z , и уровне потерь, характеризующихся η_r . Эффективность процесса передачи энергии от МРК к рабочему телу снижается (падает $k_z \eta_r$). Как следствие, растут радиальные размеры РК и мощность, потребляемая МЦН.

Число лопаток. Число лопаток z существенно влияет на напорные качества центробежного насоса. Заниженное значение z ведёт к повышению неравномерности потока, усилению эффекта "проскальзывания" потока (снижение k_z). Увеличение z повышает равномерность потока, локализует отрывные зоны, но вызывает рост потерь трения (снижение η_r).

В практике проектирования насосов СТР для определения числа лопаток z наибольшее применение нашла формула К.Пфлейдерера:

$$z = \lambda \frac{1 + \bar{D}_1}{1 - \bar{D}_1} \sin \beta_{cp}, \quad (5.14)$$

где λ – эмпирический коэффициент; $\beta_{cp} = (\beta_{1л} + \beta_{2л})/2$.

Известны рекомендации по выбору λ :

- Б. Эккерт – $\lambda_{\min}=6.9$,
- В.Ф. Рис – $\lambda_{\min}=7.85$.

Систематизация данных по насосам СТР показала, что для них

характерна величина коэффициента $\lambda = 6.5$.

В малоразмерных рабочих колёсах даже при минимальной толщине лопаток δ , достигающей абсолютных значений $\delta=(0.8\dots1)\cdot10^{-3}$ м, соотношение δ/D_2 оказывается большим, чем в полноразмерных РК. Соответственно выше и степень загромождения лопатками межлопаточных каналов в окружном направлении.

С целью уменьшения степени загромождения лопатками входной части решётки профилей часто применяют двух-, трёхъярусные и более решётки. В таких РК часть лопаток, равномерно распределённых по шагу, начинается на диаметре окружности большим, чем полноразмерные лопатки. При проектировании насосов СТР чаще применяют вариант двухъярусных решёток, оказавшийся технологически более реализуемым вариантом многоярусности в малоразмерных рабочих колёсах.

Влияние числа лопаток на вид напорной характеристики МЦН показано на рис. 5.21. Наибольший прирост коэффициента напора $\Delta\bar{H}$ в расчёте на каждую дополнительную лопатку оказался у варианта, где 6 основных лопаток + 6 дополнительных. Увеличение дополнительных лопаток до $z=18$ способствует дальнейшему росту коэффи-

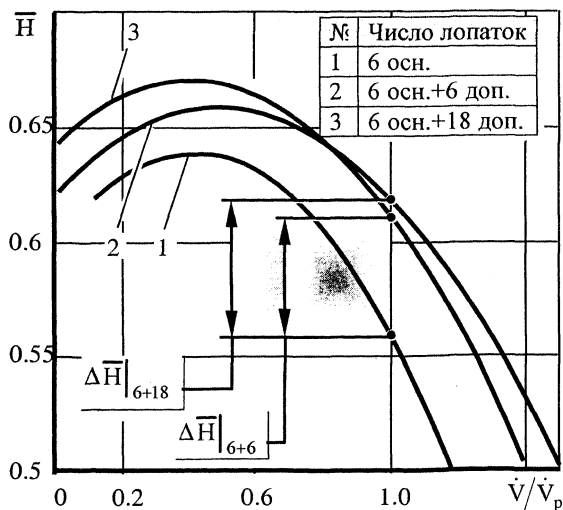


Рис. 5.21. Влияние числа лопаток РК на коэффициент напора ($\beta_{2a}=90^\circ$; $\bar{b}_2=0.067$; $Re_{u2}=4.29\cdot10^5$)

Таблица 5.12

Коэффициенты уравнений кривых, представленных на рис. 5.21

Общий вид уравнений: $\bar{H} = A + B \cdot (\dot{V}/\dot{V}_p) + C \cdot (\dot{V}/\dot{V}_p)^2$				
Число лопаток	A	B	C	R ²
6 осн.	0.597	0.198	- 0.239	0.998
6 осн.+6 доп.	0.621	0.151	- 0.156	0.973
6 осн.+18 доп.	0.642	0.137	- 0.171	0.984

циента $\Delta \bar{H}$, но сопровождается не столь выраженным положительным эффектом в расчёте на каждую дополнительную лопатку.

5.4. Кпд -характеристики

При оценке степени совершенства проточной формы рабочих органов насоса из рассмотрения целесообразно исключать механические потери. Различают полный КПД центробежного насоса $\eta_{\text{пол}}$, который оценивает все потери, включая потери энергии вне проточной полости, и внутренний КПД $\eta_{\text{вн}}$, учитывающий только гидродинамические потери:

$$\eta_{\text{вн}} = \frac{\eta_{\text{пол}}}{\eta_{\text{мех}}},$$

где $\eta_{\text{мех}}$ – механические потери (потери трения в подшипниках и контактных уплотнениях).

Анализ экономичности работы МЦН, проведённый ниже, выполнен с использованием значений внутреннего КПД насоса $\eta_{\text{вн}}$.

В балансе гидравлических потерь при течении в каналах МРК можно прогнозировать повышенный удельный вес двух видов потерь:

- потери от смыкания вторичных вихрей;
- потери расширения, связанные с диффузорным характером течения.

Конструктивным соотношением, оказывающим наибольшее воздействие на эти виды потерь является относительная ширина каналов b_2/L или $\bar{b}_2$. С помощью графиков рис. 5.22 и 5.23 рассмотрено влияние этих параметров на $\eta_{\text{вн}}$.

На рис. 5.22 основной массив данных получен при значении $\bar{D}_1 = 0.383$, две крайние точки при относительном диаметре $\bar{D}_1 = 0.6$.

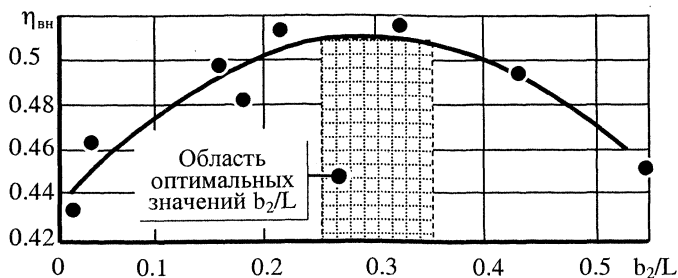


Рис. 5.22. Зависимость кпд насоса η_{vh} от относительной ширины каналов b_2/L ($\bar{D}_1=0.383$, $Re_u=5.15 \cdot 10^5$)

Таблица 5.13

Коэффициенты уравнения кривой, представленной на рис. 5.22			
Общий вид уравнения: $\eta_{vh}=A+B \cdot (b_2/L)+C \cdot (b_2/L)^2$			
A	B	C	R^2
0.429	0.554	- 0.942	0.821

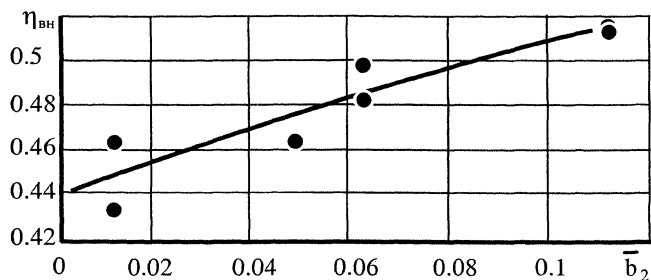


Рис. 5.23. Зависимость кпд насоса от относительной ширины каналов $\bar{b}_2$ ($\bar{D}_1=0.383$; $Re_u=5.15 \cdot 10^5$)

Таблица 5.14

Коэффициенты уравнения кривой, представленной на рис. 5.23			
Общий вид уравнения: $\eta_{vh}=A+B \cdot \bar{b}_2+C \cdot \bar{b}_2^2$			
A	B	C	R^2
0.439	0.778	- 0.783	0.851

На рис. 5.23 все данные относятся к варианту МРК с относительным диаметром $\bar{D}_1=0.383$.

Наибольшие значения $\eta_{\text{вн}}$ наблюдаются в интервале $b_2/L = 0.25 \dots 0.35$, а рост $\bar{b}_2$ сопровождается увеличением кпд насоса почти по линейному закону.

Характер влияния b_2/L и $\bar{b}_2$ на $\eta_{\text{вн}}$, а также уровень их оптимальных значений, хорошо согласуются с воздействием этих параметров на напорные качества МЦН. Этим косвенно подтверждаются адекватность рассмотренной выше модели течения в каналах МРК и правомерность диспропорционального изменения проточной формы МРК в пользу увеличения размеров меридионального сечения.

5.5. Баланс энергии

В МЦН полный кпд достигает значений $0.5 \dots 0.55$, которые, в сравнении с другими классами центробежных насосов, нельзя квалифицировать как высокие. Для выработки конструктивных решений, снижающих потери в насосах СТР, важны знания об их энергетическом балансе.

С целью экспериментального определения составляющих потерь мощности и кпд были проведены балансовые испытания трех насосов: МЦН-1, МЦН-2, МЦН-3. Геометрическая характеристика проточной формы насосов дана в таблице 5.15 и на рис. 5.24.

В передней боковой пазухе испытываемых насосов присутствовал один из двух вариантов щелевого уплотнения:

- МЦН-1, МЦН-2 – односторонним радиально-кольцевым щелевым уплотнением, рис. 5.24, в;
- МЦН-3 – односторонним торцовым щелевым уплотнением.

Уплотнение вала со стороны привода, находившегося в балансирующем подвесе, производилось с помощью контактного уплотнения манжетного типа.

Потребляемая насосом мощность рассматривалась как сумма составляющих

$$N = N_{\text{пол}} + N_{\text{гп}} + N_{\text{д}} + N_{\text{м}} + N_{\text{yt}} + N_{\text{гт}},$$

где:

- $N_{\text{пол}}$ – полезная мощность;
- $N_{\text{гп}}$ – мощность гидравлических потерь в проточной части насоса;

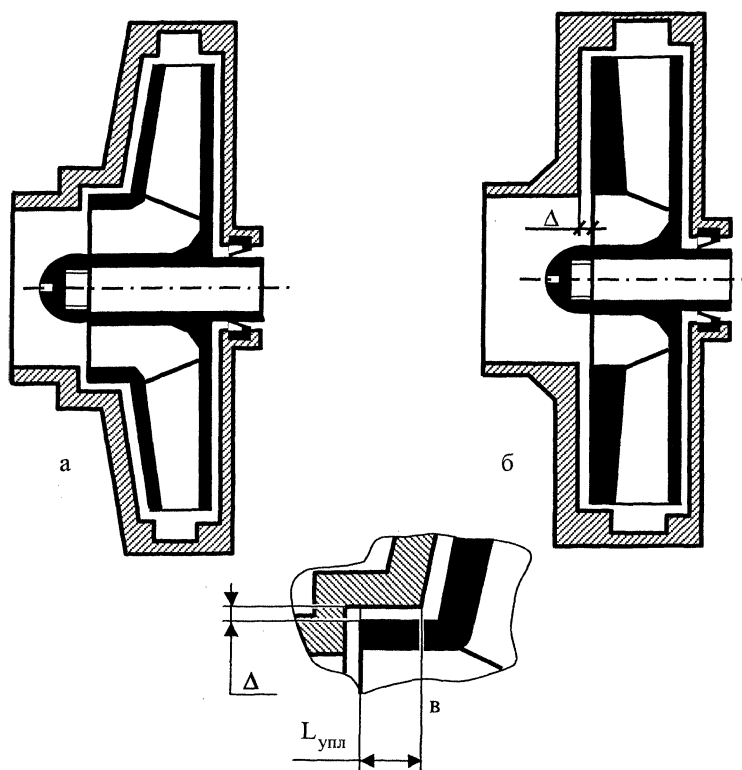


Рис. 5.24. Варианты проточной формы МЦН:
а - МЦН-1, МЦН-2; б - МЦН-3; в - щелевое уплотнение МЦН-1, МЦН-2

Таблица 5.15

Геометрическая характеристика проточных форм МЦН

Насос	$\bar{F}$	$\bar{b}_2$	b_2/L	b_1/b_2	z	Δ/D_2	$L_{упл}/D_2$
МЦН-1	3.238	0.072	0.224	1.5	12	0.0072	0.06
МЦН-2	2.981	0.072	0.224	1.5	24	0.0072	0.06
МЦН-3	6.738	0.096	0.244	0.769	6	0.012	-

- N_d – мощность дискового трения жидкости о боковые поверхности рабочего колеса;
- N_m – мощность трения в контактном уплотнении (мощность

механических потерь);

- $N_{ут}$ – мощность потерь на утечки;
- $N_{гт}$ – мощность гидравлического торможения.

На рис. 5.25 построены экспериментальные кривые изменения мощностей и составляющих полного кпд исследованных насосов в зависимости от расхода рабочего тела $\dot{V}$ на режиме $Re_{u2}=8.59 \cdot 10^5$.

В табл. 5.16 даны составляющие полного кпд на расчётном режиме $\dot{V}/\dot{V}_p=1$.

Снижение экономичности работы МЦН обусловлено всеми видами потерь энергии. При этом в силу конструктивных особенностей экспериментальной установки (нештатный электрический привод, манжетный узел уплотнения, малые окружные скорости вращения

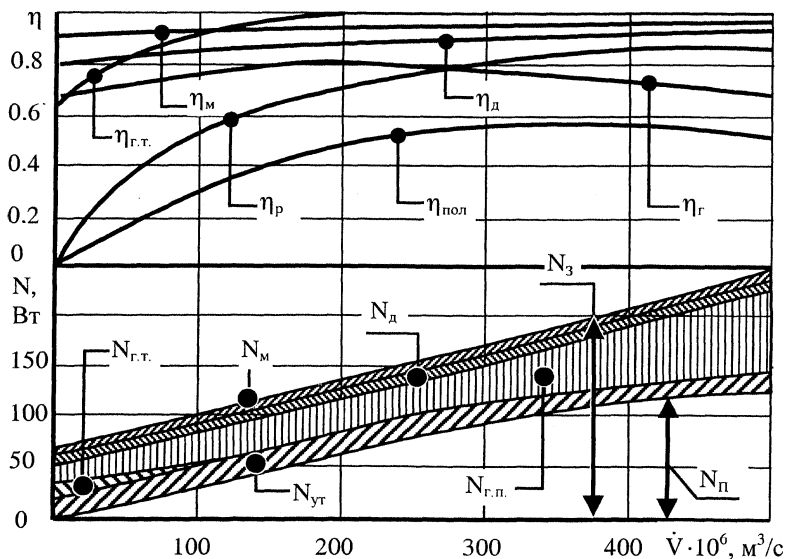


Рис. 5.25. Баланс энергии насоса МЦН-1

Таблица 5.16

Составляющие полного кпд МЦН					
Насос	$\eta_{пол}$	$\eta_{г}$	$\eta_{р}$	$\eta_{д}$	$\eta_{м}$
МЦН-1	0.54	0.74	0.805	0.93	0.969
МЦН-2	0.54	0.78	0.80	0.93	0.93
МЦН-3	0.52	0.84	0.68	0.93	0.97

подшипника, отсутствие ГДРУ) механические потери составили незначительную долю от общих и оказались равными $\eta_m = 0.93...0.97$.

Особенностью энергетического баланса МЦН являются повышенные потери на утечку. При уменьшении центробежного насоса до размеров МЦН абсолютная величина радиальных зазоров уплотнений Δ осталась практически неизменной. Относительные зазоры в уплотнениях МЦН вырастают до значений $\Delta/D_2 = (0.7...1.2) \cdot 10^{-2}$, что значительно больше, чем в общепромышленных насосах. Результатом роста Δ/D_2 оказываются снижение гидравлического сопротивления уплотнений и рост утечек.

Расходный кпд η_p МЦН с радиальным щелевым уплотнением на расчётном режиме составил $0.80...0.85$, с торцовым щелевым уплотнением $\eta_p = 0.68$. Это в среднем на $10...20\%$ меньше, чем в общепромышленных насосах.

Потери дискового трения на оптимальном режиме для всех трех насосов характеризуются значением $\eta_d = 0.93$.

Гидравлические потери в МЦН имеют обычный для насосостроения уровень $\eta_r = 0.74...0.84$, с тенденцией к росту при приближении относительной ширины b_2/L к оптимальным значениям.

5.6. Влияние вязкости рабочего тела на энергетические параметры МЦН

В реальных условиях эксплуатации СТР функционирует при периодически изменяющихся вязкости и плотности жидкого теплоносителя, проходящего по контуру системы. Состояние рабочего тела отражается на энергетических параметрах насоса: давлении на выходе и кпд.

Теоретическая оценка влияния вязкости на энергетические параметры центробежного насоса затруднена. Основные гидродинамические эффекты, которые должны сопровождать увеличение вязкости рабочего тела проявляются в повышении уровня гидравлических потерь.

В приложении к МЦН, потери в рабочем колесе которого в большей степени зависят от особенностей взаимодействия вторичных вихрей и диффузорного характера течения, это тем более актуально. Увеличение вязкости рабочего тела способствует росту толщины пограничного слоя и, как следствие, процессам:

- вовлечения во вторичные течения большей массы затормо-

женной жидкости, интенсификации развития вторичных вихрей и процессу их смыкания, а также росту уровня соответствующих видов потерь;

- более раннему отрыву пограничного слоя и повышению потерь на расширение.

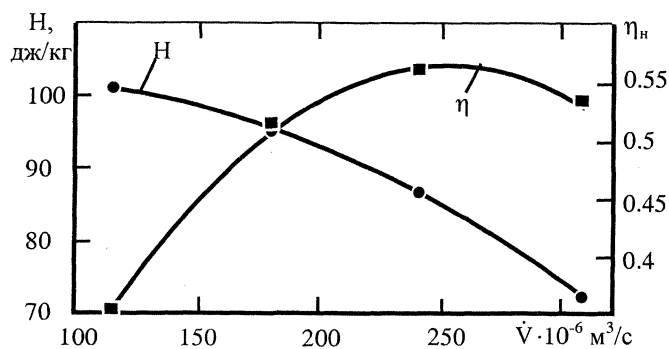
Точная количественная оценка зависимости энергетических параметров насосов от вязкости рабочего тела возможна в рамках экспериментальных исследований. Поэтому влияние вязкости рабочего тела на энергетические характеристики МЦН было исследовано на стенде, описание которого приведено в разделе 5.1. Диапазон изменения режимных параметров, в процессе испытаний, составил: $\beta_{2л}=30^\circ, 60^\circ, 90^\circ$, $n=(4\dots6)\cdot 10^3$ об/мин, $\dot{V}=(0.8\dots3)\cdot 10^{-4}$ м³/с. В качестве рабочего тела использовались вода и водоглицериновые смеси. Коэффициент кинематической вязкости рабочего тела ν последовательно принимал значение внутри одного из 3-х интервалов:

- $\nu \equiv (1\dots3)\cdot 10^{-6}$ м²/с;
- $\nu \equiv (3\dots5)\cdot 10^{-6}$ м²/с;
- $\nu \equiv (5\dots7)\cdot 10^{-6}$ м²/с.

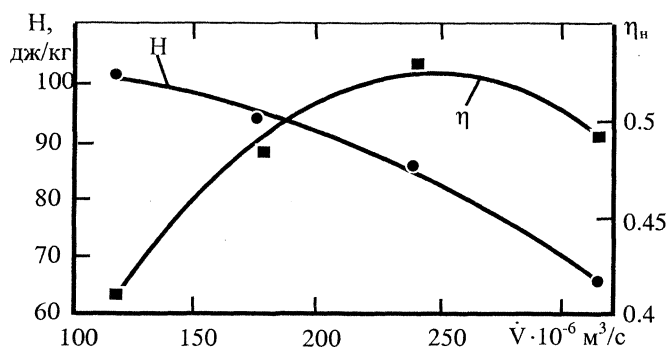
Точное значение вязкости и плотности рабочего тела определялось непосредственно перед испытанием с помощью вискозиметра и денсиметров после тщательного перемешивания водоглицериновой смеси путём циркуляции рабочего тела по контуру стенда в течение продолжительного времени. Программа испытаний включала в себя определение напорной и кпд характеристик МЦН.

В качестве примеров полученных результатов на рис. 5.26 представлены энергетические характеристики $H = f(\dot{V})$, $\eta_n = f(\dot{V})$ одного из вариантов МЦН. Повышение вязкости здесь сопровождается ухудшением энергетических параметров МЦН без изменения характера монотонности зависимостей $H = f(\dot{V})$ и $\eta_n = f(\dot{V})$.

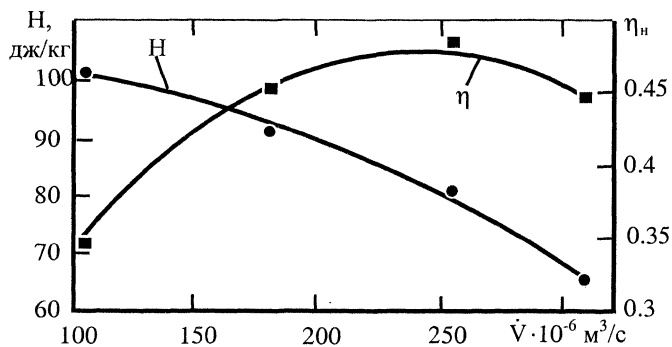
В практике проектирования центробежных насосов часто рассматривается непосредственное влияние вязкости на энергетические параметры насосов. Поэтому рис. 5.27, рис. 5.28 и рис. 5.29 иллюстрируют изменение напорных качеств, характеризуемых $\bar{H}$, $k_z\eta_r$, и внутреннего кпд $\eta_{вн}$ в МЦН с параметрами $\beta_{2л}=60^\circ\dots 90^\circ$, $b_2/L = 0.062\dots 0.212$, $\omega=628$ с⁻¹ при росте абсолютного значения вязкости рабочего тела. Увеличение ν во всех случаях сопровождается снижением энергетической эффективности рабочего процесса.



а



б



в

Рис. 5.26. Энергетические характеристики МЦН
($\beta_{2n}=30^\circ$, $b_2=0.05$, $Re_u=5.15 \cdot 10^5$):

а - $v=1$ ccm;

б - $v=3.145$ ccm;

в - $v=6.93$ ccm

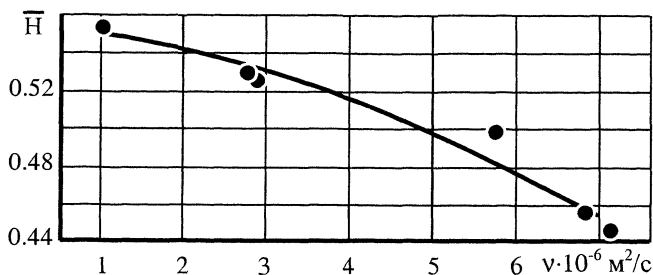


Рис. 5.27. Зависимость коэффициента напора $\bar{H}$ от вязкости рабочего тела
 $(\beta_{2л}=60^\circ \dots 90^\circ; \quad b_2/L=0.062 \dots 0.212; \quad \omega=628 \text{ c}^{-1})$

Таблица 5.17

Коэффициенты уравнения кривой, представленной на рис. 5.27

Общий вид уравнения: $\bar{H} = A + B \cdot \nu + C \cdot \nu^2$			
A	B	C	R^2
0.556	$-3.7 \cdot 10^{-3}$	$-1.573 \cdot 10^{-3}$	0.968

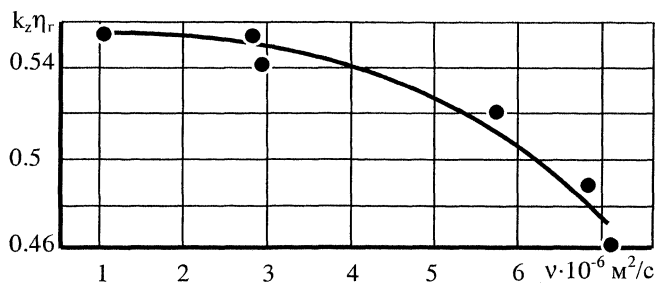


Рис. 5.28. Зависимость гидравлического параметра $k_z \eta_r$ от вязкости рабочего тела
 $(\beta_{2л}=60^\circ \dots 90^\circ; \quad b_2/L=0.062 \dots 0.212; \quad \omega=628 \text{ c}^{-1})$

Таблица 5.18

Коэффициенты уравнения кривой, представленной на рис. 5.28

Общий вид уравнения: $k_z \eta_r = A + B \cdot \nu + C \cdot \nu^2$			
A	B	C	R^2
0.548	$6.83 \cdot 10^{-3}$	$-2.488 \cdot 10^{-3}$	0.96

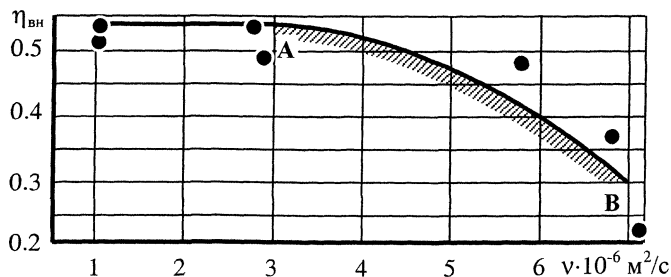


Рис. 5.29. Зависимость кпд насоса $\eta_{\text{вн}}$ от вязкости рабочего тела ($\beta_{2н}=60^\circ\ldots90^\circ$; $b_2/L=0.062\ldots0.212$; $\omega=628\text{ с}^{-1}$)

Таблица 5.19

Коэффициенты уравнения фрагмента кривой АВ на рис. 5.29

Общий вид уравнения: $\eta_{\text{вн}} = A + B \cdot \nu + C \cdot \nu^2$			
A	B	C	R^2
0.467	0.06	- 0.012	0.829

5.7. Выводы

Обобщая результаты экспериментального исследования энергетических характеристик МЦН, можно сформулировать следующие выводы.

1. Установлены диапазоны изменения типовых геометрических соотношений и параметров МРК, обеспечивающих наилучшие энергетические параметры МЦН.

Экспериментальные исследования позволили уточнить интервал оптимальных значений соотношения b_2/L . Максимальные значения гидравлического комплекса $k_z \eta_r$ достигаются в диапазоне $b_2/L = 0.3\ldots0.35$, наибольшие значения $\eta_{\text{вн}}$ отмечены для значений $b_2/L = 0.25\ldots0.35$. Степень геометрической диффузорности межлопаточных каналов при этом может достигать величины $\bar{F}=8$ и выше, а относительная ширина каналов на выходе $\bar{b}_2 \geq 0.11$.

Для практики проектирования МЦН, анализируя результаты исследования энергетических характеристик, можно рекомендовать проточные формы каналов МРК, отвечающие условию $b_2/L = 0.3$.

2. Отклоняющие свойства лопаточных решеток РК МЦН зависят как от геометрических, так и от режимных параметров. Увеличение выходного угла лопаток до $\beta_{2л}=90^\circ$ при неизменной относительной ширине каналов $\bar{b}_2=\text{const.}$, а также повышение числа Re_{u2} за счёт окружной скорости u_2 при неизменной геометрии колеса, способствуют улучшению отклоняющих свойств лопаточной решетки и повышению напорных качеств МЦН.

4. Балансовые испытания выявили особенность МЦН – повышенные, – в среднем на 10...20%, по сравнению с общепромышленными насосами, потери на утечку.

3. По результатам испытаний МЦН на рабочих телах с различной вязкостью получены эмпирические зависимости влияния ν на энергетические характеристики насоса.

ГЛАВА 6. ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ НАСОСОВ СТР

6.1. Управление течением в рабочем колесе

Применение устройств, формирующих гидродинамически целесообразные поля скоростей и давлений в проточной полости лопаточных машин, является перспективным путём повышения эффективности их работы. Одно из приложений этой тематики – воздействие на локальные разноэнергетические зоны потока, проходящего по каналам рабочего колеса. Цель – уменьшение масштаба энергетически неблагоприятных гидродинамических факторов течения. Указанная задача может быть решена с помощью целенаправленного изменения уровня и характера градиентов полей скоростей и давлений на участках расположения соответствующих зон. Конкретными целями воздействия на локальную область потока могут стать:

- снижение толщины пограничного слоя, течение в котором оказывается склонным к отрыву;
- локализация развитых отрывных зон;
- предотвращение смыкания вторичных течений в выходной части каналов;
- перераспределение в локальной зоне долей между статической и кинетической составляющими полной энергии потока с целью достижения энергетически оптимального баланса.

Принципы гидродинамического управления течением в лопаточных решётках, несмотря на многообразие подходов к решению этой задачи, сводятся к двум принципиальным вариантам:

- энергообмен между внутренними зонами потока, при котором воздействие на низкоэнергетические зоны осуществляется перераспределением энергии за счёт высокоэнергетических зон без внесения дополнительной энергии из других систем (см., например, на рис. 6.1 схему возможного энергообмена между зонами потока при течении по каналам МРК);
- энергообмен с внешним источником, т.е. подведением энергии к потоку из другой системы, либо отсосом пограничного слоя.

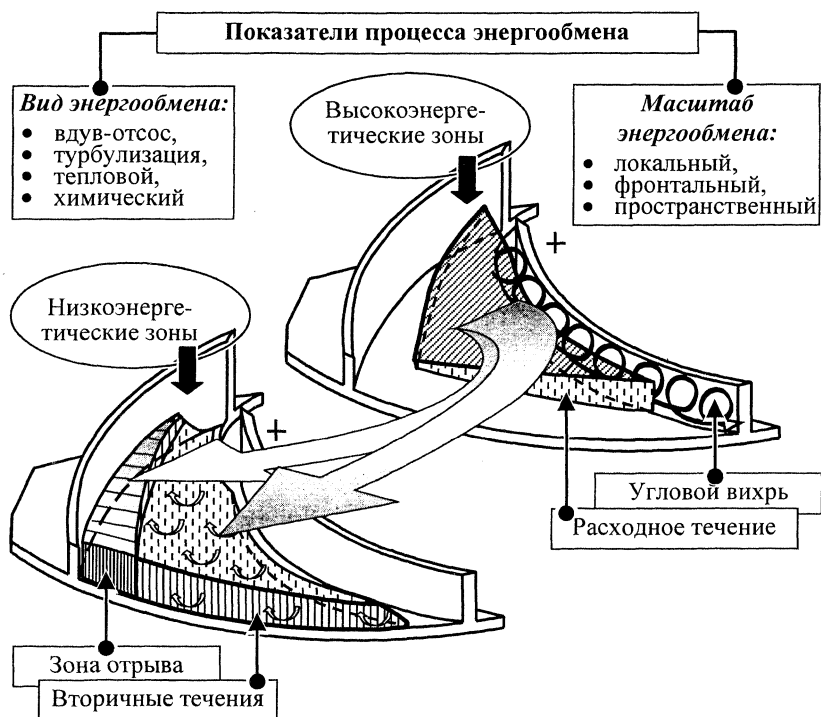


Рис. 6.1. Схема возможного энергообмена в межлопаточном канале МРК (изображена половина меридионального сечения)

Подробный анализ методов управления течением в пограничных слоях на статичных поверхностях и в каналах турбомашин приведен в работах [57, 65].

Процесс энергообмена организуют с помощью достаточно известных типовых решений:

- вдув рабочего тела через щели в направлении расходного течения по касательной к обтекаемой поверхности с целью увеличения энергии пограничного слоя и создания устойчивого течения в направлении положительного градиента давления в межлопаточных каналах;
- отсос части пограничного слоя, непосредственно примыкающей к обтекаемой поверхности (удаление с обтекаемой поверхности части рабочего тела с малой энергией);

- выравнивание потока с помощью мелкомасштабной турбулизации в локальных зонах или по всему каналу с целью повышения уровня кинетической энергии в пограничном слое или для деформации градиента статического давления в заданном направлении;
- тепловой метод, который заключается в подводе или отводе тепла от обтекаемой поверхности канала с целью изменения вязкости рабочего тела в зоне пограничного слоя;
- химический метод - вдув через щели химического реагента в пристеночную область для инициирования химической реакции между рабочим телом и реагентом с целью изменения вязкости или температуры пограничного слоя.

Конструктивная реализация той или иной схемы управления потоком предполагает многовариантность решения, зависящего от особенностей проточной части машины. Простейшие варианты – перфорация участков каналов или установка в него специальных элементов, трансформирующих поток. В качестве примеров таких решений можно указать на проницаемые поверхности лопаток и дисков (щели, пористая поверхность), лопатки специальной формы, многорядные или разрезные лопатки через которые организуют вдув–отсос рабочего тела в пограничный слой. В целях мелкомасштабной турбулизации потока на обтекаемых поверхностях формируют выступы или канавки, устанавливают стержни, перфорированные перегородки и сетки, пружины, гибкие нити.

Результаты исследований воздействия выравнивающих устройств (ВУ), турбулизирующих течение в пристенных слоях, показали высокую эффективность их применения и позволили экспериментаторам рекомендовать эти устройства для использования в рабочих решётках лопаточных машин различного назначения [57, 62].

6.2. Выравнивание потока в рабочих колёсах

Принудительное выравнивание потока производится для перераспределения энергии между внутренними разноэнергетическими локальными зонами потока с целью устранения отрыва или получения более рационального распределения скоростей и давления. Такое воздействие позволяет улучшить важнейшие эксплуатационные пока-

затели машины: подъёмную силу, напор или кпд. Например, рис. 6.2, построенный по данным из [28], иллюстрирует возможность уменьшения потерь на отрыв в стационарном диффузоре, имевшем большой угол раскрытия. Благодаря гидравлическому сопротивлению, создаваемому сеткой, установленной на выходе диффузора, в набегающем потоке происходит перестройка полей скоростей w и давлений, которая приводит к выравниванию потока и заметной локализации зоны отрыва.

Для миниатюрных лопаточных машин применение именно выравнивающих устройств предпочтительно из-за малых абсолютных размеров конструкций. В их рабочих колесах и корпусах, как правило, не существует пространственного резерва для размещения дополнительных геометрически сложных межполостных коммуникаций, необходимых при реализации других методов управления разрывом. Выравнивающие устройства зависят от пространственной формы разноэнергетических зон и их взаиморасположения в канале. По степени масштабности воздействия на поток ВУ можно разделить на два типа:

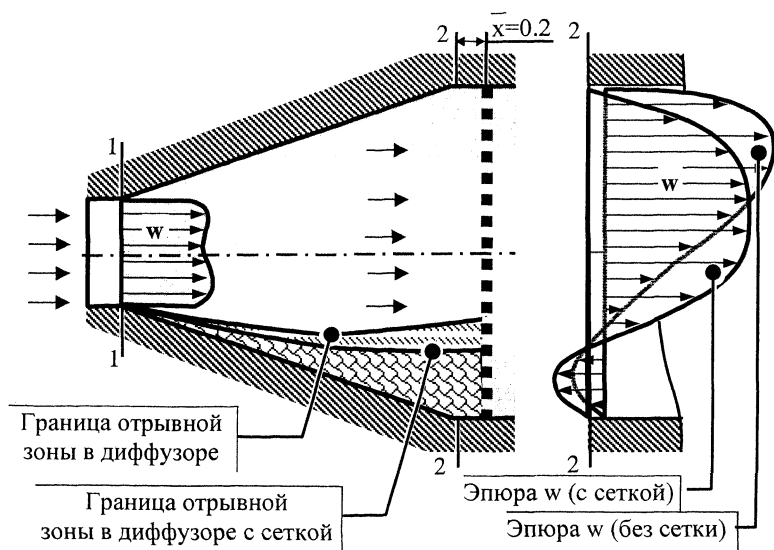


Рис. 6.2. Влияние сетки на размеры отрывной зоны в диффузоре

- пространственные ВУ, размеры которых выходят за пределы пограничного слоя и интенсифицируют энергообмен между ядром потока и низкоэнергетической зоной;
- локальные ВУ, изменяющие характер течения в слоях, прилегающих к обтекаемой поверхности.

Последний тип выравнивающих устройств приемлем для полно-размерных каналов, течение в которых характеризуется наличием пограничных слоёв с толщиной до нескольких сантиметров.

Иллюстрации в таблице 6.1 дают представление о пространственных ВУ, устанавливаемых в рабочее колесо насоса - фронтально-го, продольного и фронтально-продольного воздействия на поток.

Анализ описаний пространственных выравнивающих устройств, устанавливаемых в лопаточные машины, выявил многообразие вариантов и целей их установки в проточную часть. Из-за отсутствия общепринятой теории управления течением жидкости в каналах лопаточных машин поиск новых технических решений в рассматриваемой области до настоящего времени носит, как правило, бессистемный характер. Зачастую он ограничивается созданием экспериментального образца, положительные результаты испытания которого позволяют исследователям закрепить за собой патентный приоритет.

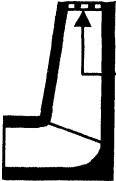
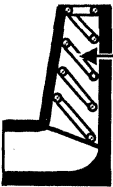
С учётом малоразмерности каналов управление течением в РК насосов СТР целесообразнее осуществлять с помощью пространственных ВУ. Они могут быть размещены во входной, выходной частях и по всей длине межлопаточных каналов.

6.3. Характеристики насосов СТР с ВП

В рамках исследования перспективных путей повышения энергетической эффективности насосов СТР был проведён цикл испытаний насосов с фронтальными ВУ в виде выравнивающих перегородок (ВП), устанавливаемых в РК¹⁰.

¹⁰ Идея установки ВП на периферии рабочего колеса центробежного насоса принадлежит проф. Б.В. Овсянникову. Экспериментальная проверка впервые осуществлена в лабораториях МАИ и КБХМ. По её результатам исследовательским коллективом получено авторское свидетельство на изобретение [2].

Классификация пространственных ВУ

Направленность воздействия	Характеристика
ФРОНТАЛЬНОЕ	
 Сетка А.с. 240480 (СССР)	ВУ из металлической сетки в виде выравнивающей перегородки, закреплённой на периферии рабочего колеса
ПРОДОЛЬНОЕ	
 Нити А.с. 1090916 (СССР)	ВУ в виде гидрофобных нитей, закреплённых по длине каналов рабочего колеса
ФРОНТАЛЬНО-ПРОДОЛЬНОЕ	
 Спираль А.с. 806908 (СССР)	ВУ в виде спиралей, заполняющих пространство межлопаточных каналов рабочего колеса

Преимущества ВП по сравнению с другими вариантами выравнивающих устройств заключаются в их конструктивной простоте, возможности установки в рабочее колесо с любыми проточными формами при сохранении энергетически выраженного действия на поток.

Оценка механизма влияния ВП на поля скоростей и давлений производилась с учётом принятой в гидравлике классификации, по

которой ВУ относится к местным гидравлическим сопротивлениям [15, 29, 55]. Потери напора в них пропорциональны квадрату относительной скорости w протекающего потока. Из этого следует, что установка ВП в каналы должна сопровождаться появлением перед фронтом ВП дополнительного градиента давления, вызванного гидравлическим сопротивлением $\Delta p_{вп}$, которое выравнивающая перегородка оказывает течению с неравномерным по фронту канала профилем скорости w , рис. 6.3. Направление этого градиента будет совпадать с характером распределения скорости w набегающего потока [55].

Особое внимание в экспериментах обращалось на выбор участка межлопаточных каналов, выравнивание потока на котором может привести к положительному гидродинамическому результату. С этой целью был проведён анализ вариантов требуемого воздействия на "проблемные" локальные зоны потока и формулирование гидродинамических целей установки выравнивающей перегородки. Кроме очевидных зон – отрыва и вторичных течений, – к "проблемным" была отнесена и область течения на так называемом, косом срезе выходного участка межлопаточных каналов РК, рис. 6.4.

Из теории центробежных нагнетателей [46, 50] известно, что на участке косого среза ABC резко снижается перепад давления $\Delta p_{ст}$, вплоть до отрицательного градиента $r_{ст}$ в окружном направлении (см. рис. 6.4, где $-\Delta p_{ст}$ – отрицательный перепад давления на лопатке на участке канала ABC). Из-за выравнивания $r_{ст}$ на выходе из РК ухудшаются отклоняющие свойства выходного участка решётки

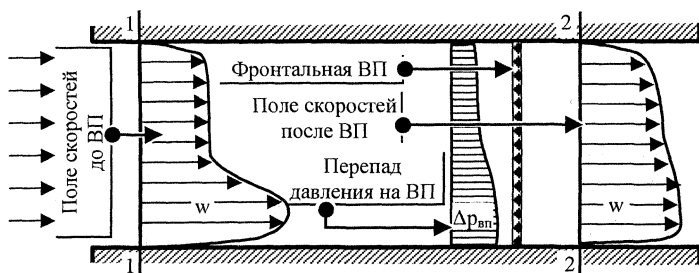


Рис. 6.3. Схема деформации поля скоростей потока фронтальной выравнивающей перегородкой (ВП)

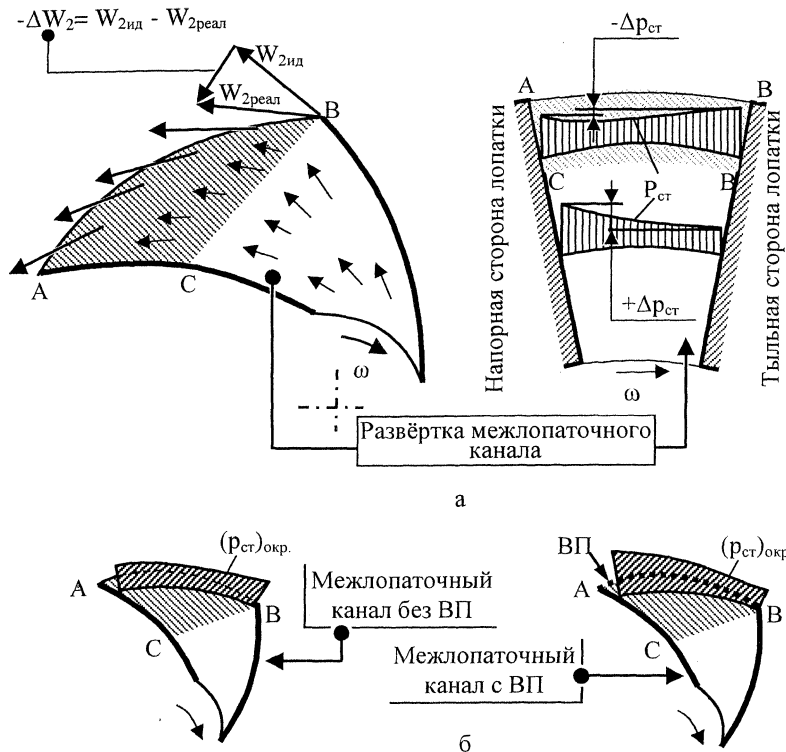


Рис. 6.4. Схема течения в косом срезе:

- а – распределение статического давления $p_{ст}$ в радиально-окружной плоскости межлопаточного канала;
- б – схема влияния ВП на статическое давление в окружном направлении, где: АВС – участок косого среза; $W_{2ид}$, $W_{2реал}$ – вектор относительной скорости на выходе РК, соответственно, для идеализированного и реального течения; $-\Delta W_2$ – сдвиг относительной скорости от "проскальзывания" потока

профилей. Кинематическим последствием становится так называемое проскальзывание частиц жидкости, характеризуемое приращением ΔW_2 , снижающим закрутку потока s_{2u} . В расчётных схемах такое явление учитывается уменьшением коэффициента k_z .

Падение эффективности работы каналов РК на участке косого среза вынуждает разработчиков компенсировать снижение k_z увели-

чением диаметра D_2 . Оптимизация структуры потока в зоне косого среза является гидродинамическим резервом уменьшения D_2 РК центробежных нагнетателей, тем более насосов космического базирования, к которым предъявляются особенно жёсткие требования по массогабаритным показателям.

С учётом проведённого анализа был сделан вывод о целесообразности установки ВП в каналах МРК. Цель – энергетически целесообразное изменение характера распределения $p_{ст}$ на участке косого среза. Средство достижения поставленной цели – создание дополнительного градиента давления в окружном направлении за счёт гидравлического сопротивления ВП. При этом требуемый характер распределения $p_{ст}$ в радиально-окружной плоскости на участке косого среза можно достичь, если закрепить ВП в выходной части МРК, расположив его по хорде, рис. 6.5, а или по окружности колеса, рис. 6.5, б.

Для экспериментальной оценки эффективности управления с помощью ВП структурой потока в РК и определению энергетических параметров МЦН был запланирован и проведён цикл соответствующих испытаний. Фронтальным выравнивающим перегородкам придавалась форма перфорированных цилиндрических обечаек, закрепляемых в рабочем колесе соосно оси вращения. Для установки ВП в теле лопаток, покрывном и ведущем дисках МРК выполнялись кольцевые прорези. Ширина прорезей должна была составлять доли миллиметра, поэтому они изготавливались по технологии электроэрозионной обработки металлов. Выравнивающие перегородки вырезались из металлических сеток ГОСТ 3584-73, ГОСТ 12184-66 или из металличе-



Рис. 6.5. Схема размещения ВП на периферии в межлопаточного канала:
а - по хорде, б - по окружности

ского листа, в котором также электроэрозионным способом проделывались отверстия. В экспериментах применялись выравнивающие перегородки с коэффициентом живого сечения $\bar{f}=0.3\dots 0.5$, где

$$\bar{f} = \frac{\text{сумма площадей всех отверстий в ВП}}{\text{площадь ВП}}.$$

6.3.1. Влияние ВП на структуру потока в МРК

На режиме $\bar{c}_{2m}=0.036$ была проведена визуализация течения в поверхностном слое вдоль ведущего диска МРК с ВП.

В качестве объекта исследования было выбрано колесо с параметрами проточной формы, отвечающей особенностям гидродинамики МРК. Относительная ширина лопаток была доведена до значения $b_2/L=0.32$. Углы лопаток на входе составили $\beta_{1л}=30^\circ$, на выходе $\beta_{2л}=90^\circ$.

На рис. 6.6 представлена картина течения в поверхностном слое исходного МРК без выравнивающей перегородки. Доминирующим визуальным фактором стал отрыв потока в средней части каналов вдоль тыльной стороны лопаток. Расположение отрыва, характер изгиба поверхностных линий тока, вливающих в фокальный центр F по всему контуру его периметра, позволяют констатировать качественно отличную от ранее полученных картин течения. Она очень напоминает визуализацию течения в стационарных "отрывных" диффу-

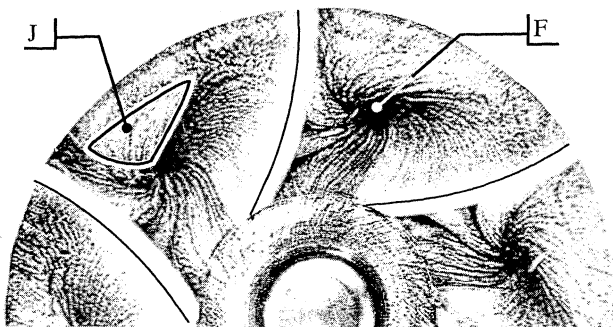


Рис. 6.6. Визуализация картины течения в поверхностном слое у ведущего диска МРК

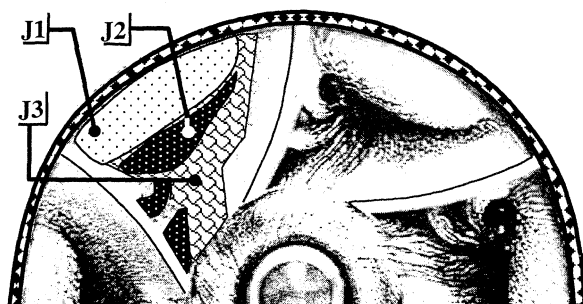
зорах с большим углом раскрытия [28]. Отличие заключается в асимметричности отрыва, смещённого к одной стороне канала, что объясняется влиянием вращения МРК. Область стеснения потока отрывной зоной так велика, что течение в центральной части канала приобретает характер конфузрного. Свидетельством этому являются линии тока, протянувшиеся к ней по всему периметру зоны, в том числе и из периферийной части канала. Течение происходит от периферии к фокальному ядру F в направлении отрицательного градиента давления. На это указывают линии тока вторичного течения в области J (ограничена белым контуром на изображении, см. рис. 6.6).

Условный контур границ течения по длине канала соответствует конфигурации: диффузор–конфузор–диффузор, так как в выходной части канала, в её половине, примыкающей к тыльной стороне лопаток, поток вновь расширяется с восстановлением статического давления и формированием линий тока вторичного течения в области J к фокальному ядру F.

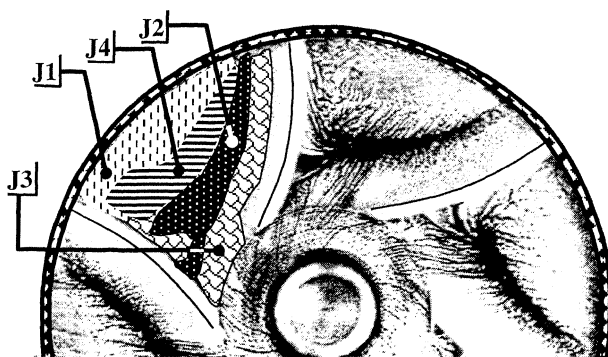
Установка ВП привела к заметному изменению картины течения, рис. 6.7. В средней части межлопаточных каналов появилась значительная по размерам область несмытого индикатора – застойная зона, характеризующая полный отрыв потока от поверхности основного диска. В периферийной части каналов – области J1, расположенной между выравнивающей перегородкой и застойной зоной J2, наблюдается полное отсутствие дискретных, то есть отдельных линий тока.

На изображении рис. 6.7. б) видно, что от периферии колеса в застойную зону J2 вливаются дискретные линии тока, область существования которых помечена как J4 (J4 является подобластью J3). В соответствии с данными зондирования потока область J2 – зона пониженного давления. Это позволяет прийти к выводу: установка выравнивающей перегородки, способствуя повышению давления в периферийной части каналов, стимулирует движение навстречу основному расходному течению, которое можно расценивать как вторичное, направленное от периферии к центру, в область пониженного давления J2.

Увеличение коэффициента живого сечения выравнивающей перегородки с $\bar{f} = 0.3$ (рис. 6.7, а) до $\bar{f} = 0.5$ (рис. 6.7, б) не сопровождается качественными переменами в картине течения. Отличия заключаются в изменении размеров и формы областей J1, J2, J3. Увеличе-



а



б

Рис. 6.7. Визуализация картины течения в РК с ВП, установленной на периферии колеса:

а - $\bar{f}=0.3$; б - $\bar{f}=0.5$

ние значения коэффициента $\bar{f}$ с 0.3 до 0.5 расширяет зону мелкомасштабной турбулизации потока непосредственно перед выравнивающей перегородкой, смещая к центру и уменьшая размеры застойной зоны J2.

Обобщая результаты исследования структуры потока, можно дать следующую оценку механизму воздействия выравнивающей перегородки на поток, иллюстрация которого представлена на рис. 6.8.

Фронтальная ВП, перекрывая каналы в поперечном сечении, по существу, становится преобразователем кинетической составляющей $w^2/2$ в статическую составляющую $p_{ст}$ полной энергии потока. На тех

участках выравнивающей перегородки, где частицы неравномерного потока имеют максимальный скоростной напор в относительном движении $w^2/2$, ВП оказывает наибольшее гидравлическое сопротивление $\Delta p_{вп}$. Здесь происходит более интенсивное торможение жидкости, сопровождаемое снижением скорости потока и ростом статического давления. Перед выравнивающей перегородкой в потоке появляется дополнительный градиент статического давления $\Delta p_{вп}$, характер которого идентичен закону распределения скоростного напора набегающего потока. Таким образом, с помощью выравнивающей перегородки, установленной на периферии рабочего колеса, увеличивается перепад давления на лопатках в зоне косого среза межлопаточных каналов.

Проанализируем влияние этого изменения на напорные качества решётки профилей. Степень закрутки потока зависит от величины равнодействующей двух силовых факторов: кориолисовой силы инерции $F_{кор}$ и окружного градиента статического давления $grad p_{ст}$, направленных в противоположные стороны (см. РК без выравниваю-

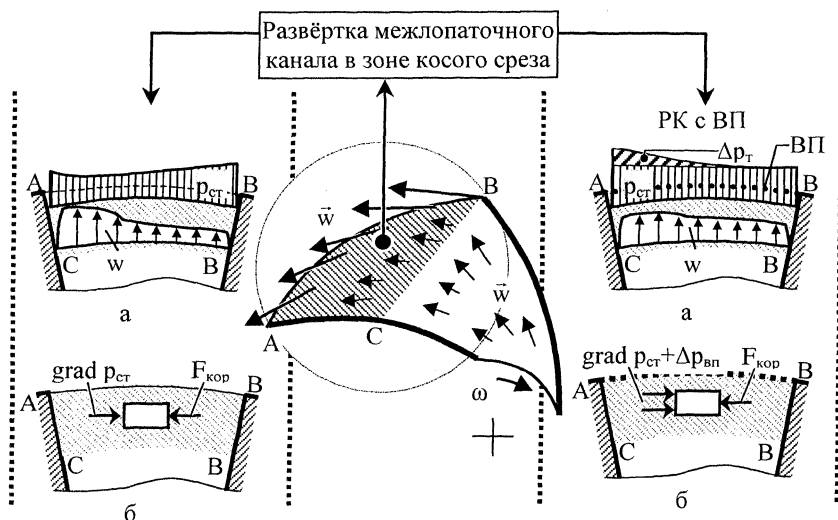


Рис. 6.8. Влияние ВП на поле сил в зоне косого среза межлопаточных каналов:
а – распределение параметров; б – схема силового поля

щей перегородки, рис. 6.8, б). Изменение результирующей суммы двух сил $\vec{F}_{\text{кор}} + \text{grad} p_{\text{ст}}$ в пользу $\vec{F}_{\text{кор}}$ на участках косого среза межлопаточных каналов в виду отклонения потока в сторону, обратную вращению, снижает степень закрутки потока. В реальных течениях $\text{grad} p_{\text{ст}}$ на косом срезе каналов РК резко уменьшается или даже меняет свой знак (см. РК без ВП, рис. 6.8, а, распределение $p_{\text{ст}}$).

Установка выравнивающей перегородки, оказывающей течению гидравлическое сопротивление $\Delta p_{\text{вп}}$, частично компенсирует снижение $\text{grad} p_{\text{ст}}$ на участках косого среза межлопаточных каналов РК (см. РК с ВП, рис. 6.8, б). Для центробежных насосов такое изменение в распределении давления в каналах РК приводит к снижению т.н. "проскальзывания" частиц жидкости. Степень закрутки потока увеличивается, повышая в итоге напор насоса.

6.3.2. Влияние ВП на напор насоса

Установка фронтальных выравнивающих перегородок на периферии РК приводит к увеличению напора практически во всём диапазоне рабочих режимов. Этот эффект отмечен для рабочих колёс, проточные формы которых имели параметры: $\beta_{1л}=30^\circ$, $\beta_{2л}=30^\circ \dots 90^\circ$, $\bar{b}_2=0.025 \dots 0.074$. ВП изготавливались из сетки с размером ячейки $0.4 \cdot 10^{-3}$ м, диаметром проволоки плетения сетки $0.15 \cdot 10^{-3}$ м, коэффициентом живого сечения $\bar{f}=0.5$.

Количественная оценка величины изменения напора насоса производилась с помощью коэффициента влияния ВП на напор λ_n^T , вычисляемого по формуле:

$$\lambda_n^T = \frac{\bar{H}^T - \bar{H}}{\bar{H}}, \quad (6.1)$$

где $\bar{H}^T$ – коэффициент напора насоса, в рабочем колесе которого установлен ВП, $\bar{H}$ – коэффициент напора насоса с РК без ВП.

На рис. 6.9, 6.10 приведены обобщающие зависимости коэффициента λ_n^T от геометрических соотношений $\bar{b}_2$ и b_2/L .

Наибольший положительный эффект отмечен при установке выравнивающих перегородок в рабочие колёса с проточными формами, типичными для общепромышленных насосов. Например, максимальный прирост напора – 38% ($\lambda_n^T = 0.38$) – получен для насоса с пара-

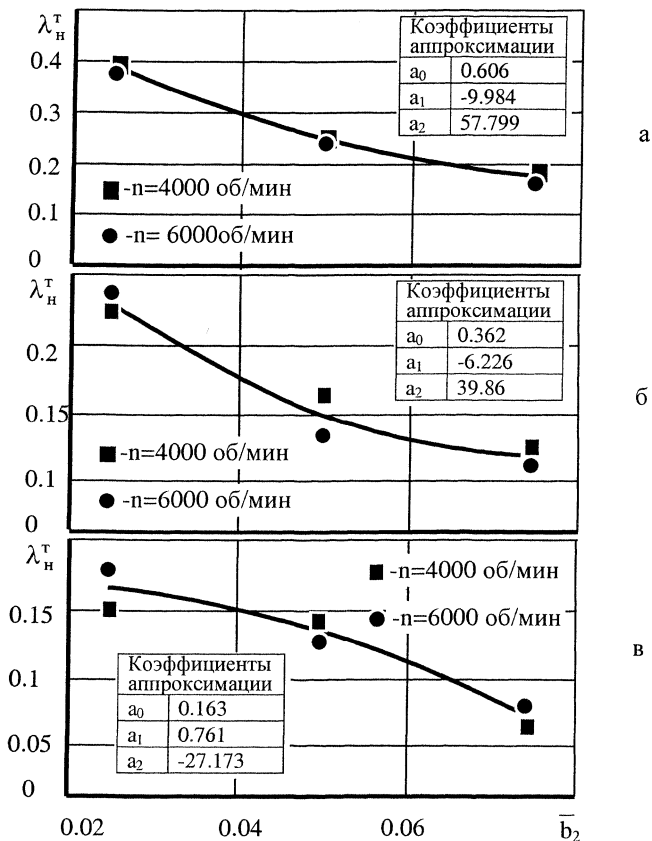


Рис. 6.9 Зависимость коэффициента влияния ВП на напор от относительной ширины лопаток $\bar{b}_2$:
 а – $\beta_{2л}=30^\circ$, б – $\beta_{2л}=60^\circ$, в – $\beta_{2л}=90^\circ$

метрами: $\beta_{2л}=30^\circ$, $\bar{b}_2=0.025$. Рост относительной ширины каналов $\bar{b}_2$, а также уменьшение длины и кривизны лопаток, путём повышения $\beta_{2л}$, приводят к снижению эффекта от установки выравнивающей перегородки в рабочее колесо.

Для аналитической оценки полученных результатов были составлены формулы аппроксимации $\lambda_n^τ=f(\bar{b}_2)$ в виде полиномов 3-го порядка:

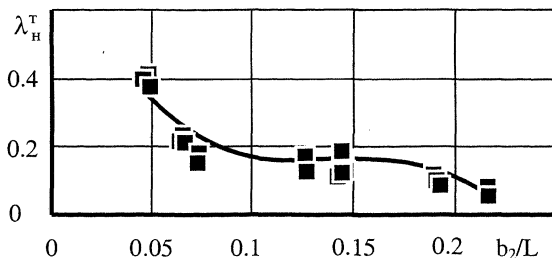


Рис. 6.10. Зависимость коэффициента влияния ВП на напор от относительной ширины лопаток b_2/L

$$\lambda_H^\tau = a_1 + a_2 \cdot \bar{b}_2 + a_3 \cdot (\bar{b}_2)^2. \quad (6.2)$$

Численные значения коэффициентов a_i ($i=1, 2, 3$) для трех вариантов угла $\beta_{2л}$ приведены в таблицах, размещённых на полях соответствующих графиков (см. рис. 6.9).

Обобщающая формула влияния выравнивающей перегородки на степень повышения напора в зависимости от геометрии колеса – относительной ширины лопаток $\bar{b}_2$ и угла $\beta_{2л}$, имеет вид:

$$\lambda_H^\tau = 0.484 - 2.836 \cdot \bar{b}_2 - 0.148 \cdot \beta_{2л}, \quad (6.3)$$

где $\beta_{2л}$ измеряется в радианах.

На рис. 6.10 те же данные представлены в зависимости от относительной ширины лопаток b_2/L .

Формула (6.4) является аналитическим вариантом графика на рис. 6.10:

$$\lambda_H^\tau = 0.857 - 15.269 \cdot b_2/L + 110.361 \cdot (b_2/L)^2 - 263.451 \cdot (b_2/L)^3. \quad (6.4)$$

Характер монотонности кривой на рис. 6.10 указывает на то, что начиная со значений $b_2/L \leq 0.085$ эффективность установки выравнивающей перегородки резко повышается, а при $b_2/L \geq 0.18$ падает. Объяснение отмеченной закономерности следующее. Значения $b_2/L \leq 0.1$ характерны для проточных форм полноразмерных насосов, не предотвращающих в условиях МРК режим смыкания вторичных вихрей. Установка в них ВП турбулизирует поток на выходе РК, а также генерирует дополнительный перепад давления на лопатках на участке косого среза межлопаточных каналов.

6.3.3. Влияние ВП на кпд насоса

Установка выравнивающей перегородки на периферии РК приводит к снижению кпд на 3...4 % (см. таблицу 6.3, где $\Delta\eta = \eta_n - \eta_{н.т.}$, η_n – кпд насоса без выравнивающей перегородки, $\eta_{н.т.}$ – кпд насоса с выравнивающей перегородкой). При этом необходимо отметить, что уровень снижения кпд укладывается в пределы погрешности измерений.

Анализ энергетического баланса показывает, что при установке ВП возможен рост 2-х видов потерь в рабочем колесе:

- потеря энергии на гидравлическое сопротивление выравнивающей перегородки;
- потеря за счёт увеличения шероховатости и площади поверхности цилиндрической периферии колеса, перекрытой выравнивающей перегородкой, так называемых бандажных потерь.

Параллельно с появлением первого вида потерь происходит процесс формирования более рациональной структуры потока: локализация отрывных зон и противодействие смыканию вторичных вихрей. Это приводит к росту гидравлического кпд насоса η_r . Поэтому конечный результат влияния ВП на η_r может быть неоднозначен. Баланс энергии между двумя противоположно направленными факторами, зависящими от эффективности действия выравнивающей перегородки на поток, будет определять итоговое изменение – рост, неизменность или падение гидравлического кпд насоса.

С целью количественной оценки потерь были проведены балансовые испытания насоса с выравнивающей перегородкой в виде ме-

Таблица 6.3

Падение кпд насоса при установке выравнивающей перегородки		
b_2	$\Delta\eta, \%$	$\Delta\eta$ определено как математическое ожидание дискретной случайной величины при обработке генеральной совокупности значений кпд, полученных опытным путём
0.025	4.1	
0.03	3.9	
0.04	3.7	
0.05	3.5	
0.06	3.5	
0.07	3.5	

таллической сетки, у которой коэффициент живого сечения был равен $\bar{f} = 0.5$. Параметры РК составили: $b_2 = 0.048$, $\beta_{2л} = 40^\circ$, $z = 12$.

Установка ВП на периферии РК увеличила площадь цилиндрической поверхности РК (бандаж) на величину $\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot (1 - \bar{f})$, что привело к удвоению площади этой поверхности. Рост относительной шероховатости составил 125 раз из-за рельефного плетения сетки проволокой диаметром $0.2 \cdot 10^{-3}$ м.

Оценка изменения гидравлического η_r и дискового кпд η_d , по результатам балансовых испытаний, проведена на отдельных графиках, см. рис. 6.11.

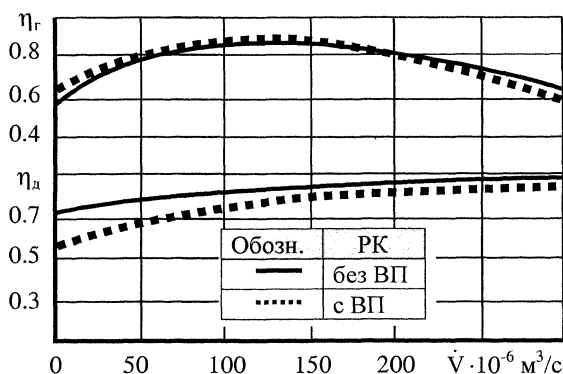


Рис. 6.11. Влияние ВП на гидравлический и дисковый кпд насоса

Уровень гидравлического кпд η_r остался прежним, а максимум значений η_r сместился в сторону меньших расходов. Очевидно, эффективность действия ВП возрастает с уменьшением расхода и снижением относительной скорости потока в РК, сопровождаемое ростом толщины пограничного слоя в межлопаточных каналах и созданием условий для отрыва потока.

Адекватность полученных результатов по величине η_r подтверждается теоретическими расчётами, указывающими на незначительность потерь мощности из-за гидравлического сопротивления выравнивающей перегородки. Указанный вид потерь составляет десятые доли ватта, см. рис. 6.12.

Дисковый кпд η_d на оптимальном по расходу режиме снизился с 0.9 до 0.86. С уменьшением расхода рабочего тела падение η_d становится более значительным из-за падения полезной мощности насоса и неизменности дисковых потерь.

Объёмный кпд η_p и механический кпд η_m насоса с ВП остались, с учётом погрешности проведения испытаний, прежними.

Обобщая результаты балансовых испытаний можно констатировать, что установка ВП на периферию рабочего колеса однозначно приводит к повышению бандажных потерь, т.е. потерь трения о цилиндрическую периферийную поверхность рабочего колеса.

6.3.4. Повышение антикавитационных качеств насоса с

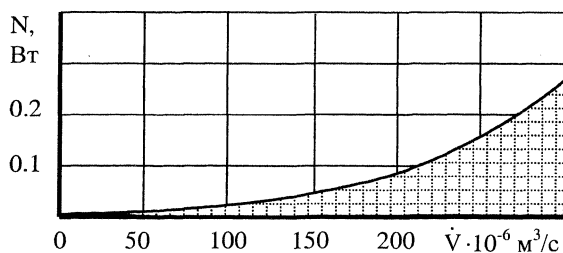


Рис. 6.12. Потери мощности на ВП

помощью ВП

Эффективность управления градиентами статического давления по шагу рабочего колеса с помощью фронтальных ВП была подтверждена экспериментами по улучшению антикавитационных качеств центробежного насоса [8].

Как известно, зоной локального падения статического давления является входная часть межлопаточных каналов, примыкающая к тыльной стороне лопаток РК. При падении давления на входе в межлопаточных каналах происходит развитие кавитационных каверн, приводящих к срыву напорных характеристик насоса. Создание дополнительного градиента статического давления с помощью выравнивающей перегородки, смещённой к центру РК и оказывающей гидравлическое сопротивление течению на входном участке каналов, может привести к улучшению антикавитационных качеств насоса.

С целью экспериментальной проверки указанной возможности была проведена серия опытов по визуализации размеров кавитационных каверн в межлопаточных каналах РК, а также по определению срывных характеристик насоса с ВП и без неё.

Визуализация течения показала эффективность применения ВП для локализации зон формирования кавитационных каверн, рис. 6.13. Размеры каверн после установки выравнивающей перегородки с коэффициентом живого сечения $\bar{f}=0.37$ на диаметре $\bar{D}_c=1.56$, где $\bar{D}_c=D_c/D_1$, D_c – диаметр выравнивающей перегородки, уменьшились в несколько раз. В трёх из шести каналов область распространения каверн не вышла за границу расположения ВП.

Срывные характеристики насосов с различными вариантами выравнивающих перегородок в РК подтвердили положительный эффект от их установки.

В экспериментах по определению срывных характеристик была поставлена цель – исследовать несколько вариантов установки ВП по радиусу колеса для проверки эффективности отмеченного выше механизма воздействия перегородок на поток.

В первом случае выравнивающая перегородка размещалась за зоной зарождения кавитационных каверн на диаметре $\bar{D}_c=1.56$. При этом механизм действия ВП известен: создание подпора перед своим фронтом за счёт гидравлического сопротивления, оказываемого течению.

Во втором варианте выравнивающая перегородка размещалась перед зоной зарождения кавитационных каверн, на относительном диаметре $\bar{D}_c=1$. Здесь ВП использовалась в качестве элемента, выравнивающего поле скоростей потока за своим фронтом.

Третий вариант стал комбинацией двух первых. Он заключался в установке двух выравнивающих перегородок: до и после зоны существования каверн.

Параметры испытуемого РК имели значения: $\beta_{1л} = 30^\circ$, $\beta_{2л} = 40^\circ$, $\bar{b}_2 = 0.048$, $z = 12$. Выравнивающая перегородка имела коэффициент живого сечения $\bar{f} = 0.41$. Срывные характеристики определялись при числе оборотов $n=8 \cdot 10^3$ об/мин и расходе рабочего тела $\dot{V}=143 \cdot 10^{-6}$ м³/с.

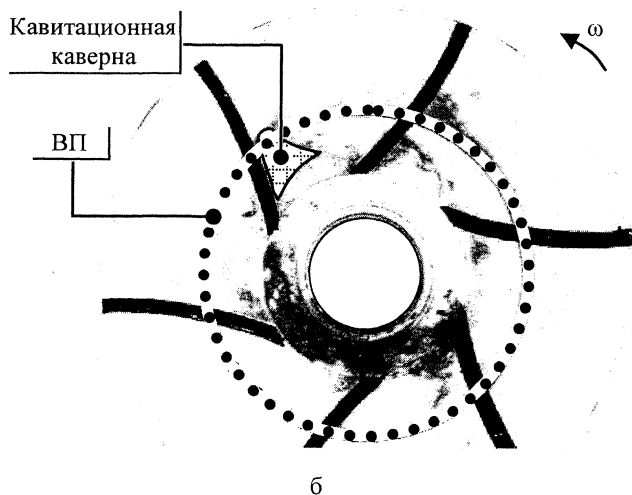
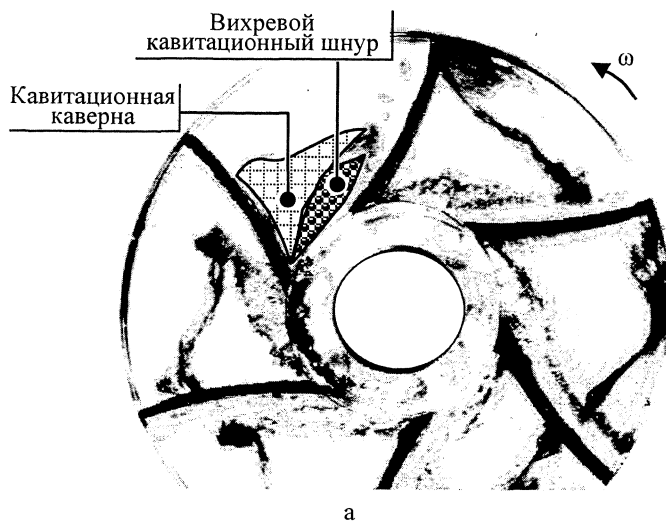


Рис. 6.13. Развитие кавитационных каверн в межлопаточных каналах:
а - РК без ВП, б - РК с ВП

На рис. 6.14 представлены кавитационные характеристики насоса.

Установка ВП положительно сказалась на антикавитационных качествах насоса.

Наибольший эффект достигнут при варианте, с использованием двух выравнивающих перегородок, оказывающих комбинированное воздействие на зоны зарождения кавитационных каверн.

Очевидно, что полученный результат носит локальный характер, относящийся к гидродинамике малоразмерных центробежных насосов, имеющих менее совершенную проточную форму входной части межлопаточных каналов. Кроме того, проблема повышения антикавитационных качеств насосов СТР не является актуальной из-за отсутствия условий падения давления на входе в РК (для насосов СТР характерны низкая угловая частота вращения РК и большие давления на входе в насос). Значение проведённых исследований заключается в подтверждении эффективности применения выравнивающих перегородок для управления течением в локальных зонах межлопаточных каналов РК.

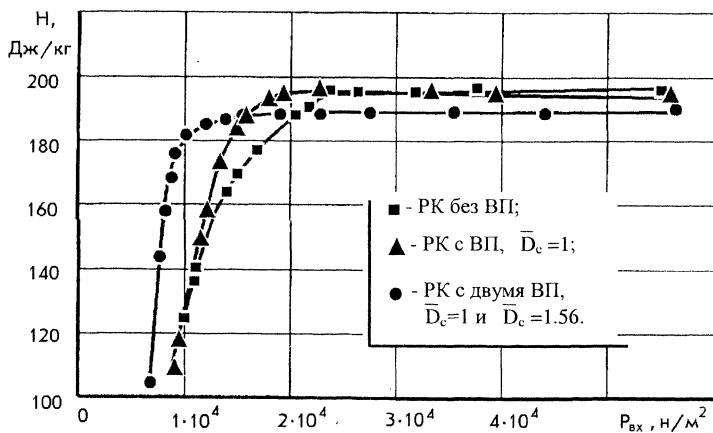


Рис. 6.14. Кавитационные характеристики насоса

6.4. Заключение

Управление локальными энергетическими зонами в межлопаточных каналах с помощью ВП можно рассматривать как дополнение к известным методам повышения эффективности лопаточных машин. Установка выравнивающих перегородок в каналах позволяет улучшить отклоняющие свойства решётки профилей и расширить диапазон устойчивой работы турбомашин.

ВП, установленные на выходе РК малорасходных центробежных насосов, оптимизируют распределение давления на участке косо́го среза межлопаточных каналов, способствуя повышению напорных качеств РК. Наибольший прирост напора, зафиксированный в серии экспериментов с различными проточными формами РК, составил 38% при сохранении неизменными радиальных размеров рабочего колеса.

Применительно к насосам СТР, в случае его проектирования по методикам общепромышленных насосов, установка выравнивающей перегородки увеличивает гидравлическую мощность насоса на 10...18% без изменения конструкции, её массовых и габаритных параметров.

В проведённых исследованиях падение кпд насоса из-за установки выравнивающей перегородки на периферию РК оказалось в пределах погрешности измерений. Тем не менее, анализ энергетического баланса указывает на то, что установка ВП сопровождается появлением новых видов потерь.

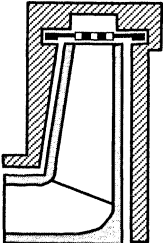
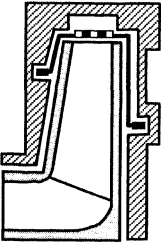
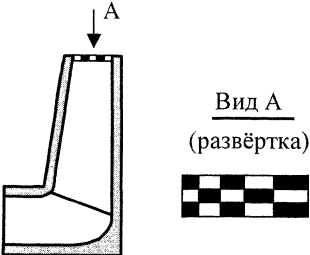
Возможности снижения потерь от применения выравнивающих перегородок, закрепляемых на периферии РК, в первую очередь заключаются в понижении бандажных потерь. Очевидные пути решения указанной проблемы – уменьшение площади и шероховатости поверхности выравнивающей перегородки, а также уменьшение угловой частоты её вращения.

Кроме того, при росте относительных скоростей потока актуальной становится проблема снижения потерь от гидравлического сопротивления ВП. Добиться этого можно путём организации переменного коэффициента живого сечения выравнивающей перегородки в окружном и осевом направлениях.

В рамках исследования направлений повышения эффективности применения ВП в центробежных насосах исследовательским коллек-

тивом был разработан ряд конструкций насосов с ВП¹¹, три из которых представлены в табл. 6.2.

Таблица 6.2

Конструкции центробежных насосов с ВП	Характеристика
Конструктивное исполнение	
ВП НА ОПОРАХ СКОЛЬЖЕНИЯ	
	Выравнивающая перегородка установлена на подшипники скольжения с целью снижения угловой частоты вращения
ВП НА ПЛАВАЮЩИХ ДИСКАХ	
	Выравнивающая перегородка с целью снижения угловой частоты вращения, установлена на плавающие диски
НЕРАВНОМЕРНАЯ ВП	
	Выравнивающая перегородка выполнена с переменным коэффициентом живого сечения с целью снижения гидравлических потерь [1]

¹¹ Конструктивные решения разработаны авторским коллективом в составе А.В. Бобкова, М.В. Краева, В.А. Лукина, Б.В. Овсянникова

ГЛАВА 7. КОНСТРУКЦИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ СТР

Конструкции, описанные в данной главе, обобщают опыт, накопленный специалистами отечественной аэрокосмической отрасли, в частности, РКК "Энергия" им. С.П. Королёва¹ и НПО ПМ им. М.Ф. Решетнёва, при проектировании и отработке электронасосных агрегатов (ЭНА) СТР, устанавливаемых на ОС, ОК, а также КА систем связи, навигации и геодезии.

Представление об эксплуатационных показателях реальных ЭНА дают таблицы 7.1 и 7.2 с данными [3, 14] по различным вариантам насосных агрегатов СТР. Диапазон изменения параметров ЭНА здесь составил: расход рабочего тела $\dot{V}=(80...130) \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$, потребляемая мощность $N=(4...40) \text{ Вт}$, число оборотов $n=(2800...4500) \text{ об/мин}$, ресурс работы от 25 000 до 50 000 часов.

Таблица 7.1.

Технические характеристики ЭНА СТР космических систем связи					
Условное обозначение ЭНА	Электро-двигатель	Число оборотов, об/мин	Расход теплоносителя, $\text{м}^3/\text{с}$	Потребляемая мощность, Вт	Ресурс работы, часов
2428-0	БЭП-121Г	4500	10^{-4}	25	44 000
2125-0	ДБ9/К30	4900	$13 \cdot 10^{-5}$	22	50 000
4430-0	БЭП-121Г	4800	$12 \cdot 10^{-5}$	22	44 000
2237-0	БПС-202	2800	$80 \cdot 10^{-6}$	14	25 000

7.1. Этапы проектирования

Важной задачей проектирования энергетических систем аэрокосмического назначения является обеспечение их работоспособности и надежности при минимальных массогабаритных параметрах. Сложность реализации указанных требований возрастает

¹ Информационные материалы предоставлены инж. Н.И. Белоусовым. Среди них конструктивные решения, защищенные патентами РФ на изобретения: 2042053, 2089754, 2103556, 2136969, 2143593, 2160389, 2160390, 2162547.

Таблица 7.2

Технические характеристики ЭНА СТР ОС "Мир"					
Электро- двигатель	Число оборотов, об/мин	Мощность на валу, Вт	Коли- чество, шт.	Тип СТР	Рабочее тело
БК-2624	4000	25	24	Внутренние контуры СТР	Темп
БК-2634	4000	40	8	Наружные контуры СТР	ПМС-1.5р
БГ-53П35	4000	12	2	СТР эксплуата- ционного модуля ОС	Темп
БК-2423	3000	4	1	СТР скафандра "Орлан"	Вода

с увеличением требуемого ресурса безотказной работы до 100 000 ч и более.

Процесс проектирования обычно состоит из этапов эскизного и рабочего проектирования. На стадии эскизного проекта разрабатывается техническая документация, содержащая принципиальные конструктивные решения, позволяющие, в частности, оценить основные технические параметры и габариты создаваемого объекта.

В рамках рабочего проектирования разрабатывается комплект конструкторской документации, содержащий рабочие и сборочные, монтажные и габаритные чертежи, электрические схемы, и т.п. На этой стадии проектирования руководствуются следующими требованиями к изделию:

- оно должно быть надежно в эксплуатации, экономичным, т.е. иметь высокий коэффициент полезного действия на расчетном режиме и во всей зоне режимов, на которых по условиям эксплуатации ему придется работать;
- проектируемая конструкция должна иметь минимальные массу и размеры. Прочностные свойства применяемых материалов должны использоваться в максимальной степени, а запасы прочности быть минимальными, но достаточными для обеспечения надежной работы;
- изделие должно быть рассчитано на определенный срок эксплуатации. Срок его службы устанавливается техническим заданием;

- изделие должно быть технологичным, иметь такую конструкцию отдельных деталей, изготовление которых возможно на существующем технологическом оборудовании с минимальной себестоимостью.

К элементам рационального проектирования относится политика стандартизации и унификации агрегатов, деталей и узлов. Стандартизация эксплуатационных параметров агрегатов и их типоразмеров позволяет проектировать комплект ЭНА различной мощности, содержащих набор унифицированных деталей. Это особенно важно при серийном изготовлении подобных друг другу агрегатов. Унификация конструкции упрощает технологию изготовления, уменьшает количество потребной оснастки и специального инструмента, существенно снижает стоимость и цикл производства изделия [22].

На основе конструкторской документации изготавливаются опытные образцы, проводится комплекс испытаний. Оценивается работоспособность агрегата и соответствие его технических и эксплуатационных характеристик требованиям ТЗ. Оформляется итоговый отчет с заключением о передаче агрегата в серийное производство.

7.2. Компоновка ЭНА в составе гидроблока

В циркуляционных СТР КА электронасосные агрегаты выполняются по моноблочной схеме: насос+электродвигатель, рис. 7.1. В этом случае рабочее колесо насоса устанавливается на выходном участке вала электродвигателя. Моноблочная компоновка позволяет обойтись минимальным количеством уплотняющих элементов и предполагает погружение ротора электродвигателя в среду рабочего тела.

Повышение надёжности СТР обеспечивается дублированием основного ЭНА путём ввода в систему резервного насосного агрегата. Основной и резервный ЭНА объединены, как правило, единым корпусом, имеют общий вход и выход. В сборе конструкция именуется гидроблоком. Корпус гидроблока служит базовой деталью для установки всех неподвижных деталей ЭНА в один общий узел, рис. 7.2. Такое компоновочное решение уменьшает число уплотняемых стыков, вес и габариты насосных агрегатов. На корпусе выполняются входной и выходной штуцеры подключения гидроблока к трубопроводам СТР, а также места крепления электродвигателей,

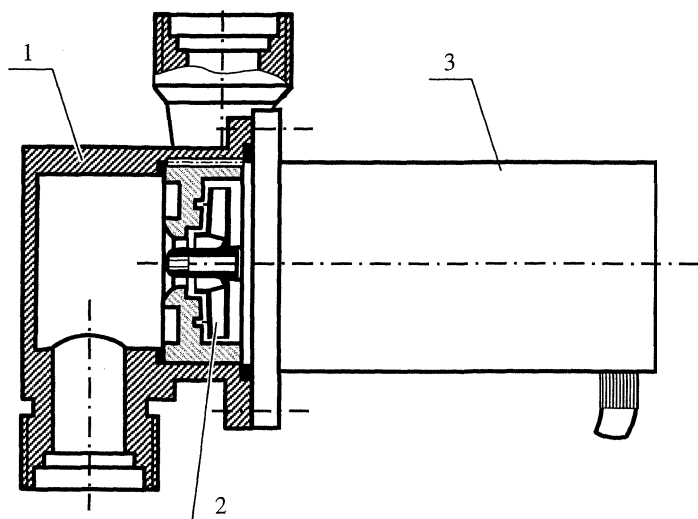


Рис. 7.1. Моноблочная компоновка ЭНА:
1 – корпус; 2 – рабочее колесо; 3 – электропривод

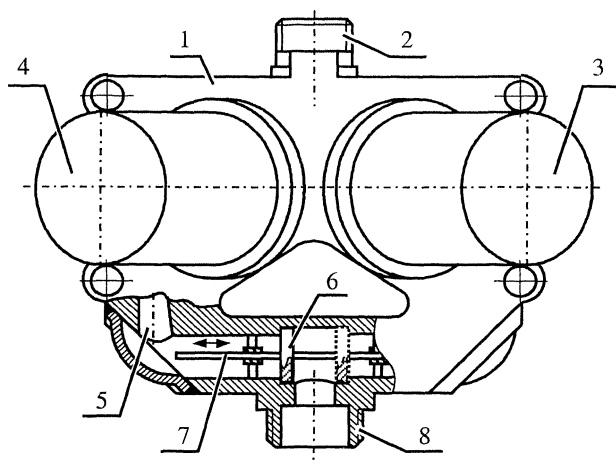


Рис. 7.2. Гидроблок из двух ЭНА (вид сверху):
1 – корпус гидроблока; 2 – входной штуцер; 3 – основной ЭНА;
4 – резервный ЭНА; 5 – конический диффузор резервного ЭНА; 6 – тарель
обратного клапана; 7 – шток обратного клапана; 8 – выходной штуцер

установки уплотнений, подводы и отводы ЭНА. Представление о направлении течения теплоносителя в гидроблоке даёт схема его проточной полости, изображённая на рис. 7.3.

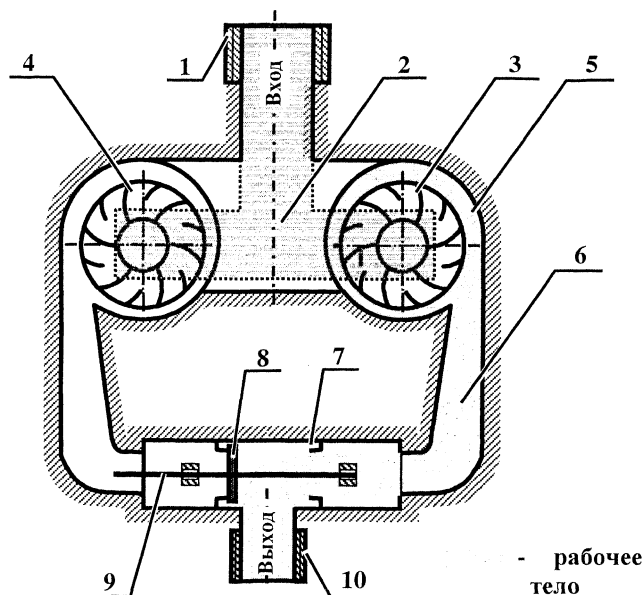


Рис. 7.3. Схема проточной полости гидроблока:
 1 – входной штуцер; 2 – входной коллектор; 3 – РК основного ЭНА;
 4 – РК резервного ЭНА; 5 – спиральный сборник; 6 – конический
 диффузор; 7 – выходной коллектор; 8 – тарель обратного клапана;
 9 – шток обратного клапана; 10 – выходной штуцер

7.2.1. Элементы проточного тракта гидроблока

Проточный тракт гидроблока состоит из нескольких гидравлически связанных между собой каналов, часть из которых можно рассматривать как неотъемлемые элементы каждого из ЭНА, являющихся в свою очередь базовыми элементами гидроблока, а часть имеет самостоятельное значение. По функциональному назначению весь тракт можно разделить на несколько участков, см. рис. 7.3: входные штуцер (поз. 1) и коллектор (поз. 2), рабочие колёса (поз. 3, 4), спи-

ральный сборник (поз. 5), конический диффузор (поз. 6), выходной коллектор (поз. 7), обратный клапан и выходной штуцер (поз. 10). Ниже даны описание и краткая характеристика гидравлических параметров основных элементов проточного тракта гидроблока.

Подвод. Подводом является полость в корпусе гидроблока, по которому теплоноситель поступает к РК. Он состоит из входных: штуцера (поз. 1, рис. 7.3) коллектора (поз. 2) и патрубка. Подвод должен обеспечивать течение рабочего тела к РК (поз. 3, 4) с минимальными гидравлическими потерями и равномерным полем скоростей потока. При неравномерном потоке на входе в РК возможны:

- уменьшение расхода $\dot{V}_p$;
- падение напора и кпд;
- ухудшение антикавитационных качеств насоса.

Повышение равномерности поля скоростей в потоке достигается снижением уровня осреднённой скорости в канале. Значение скорости c_0 во входном патрубке принято находить по уравнению Руднева С.С.:

$$c_0 = (0.06 \dots 0.08) \sqrt[3]{\dot{V}_p \cdot n^2}, \quad (7.1)$$

где $\dot{V}_p$ – расход рабочего тела на расчётном режиме, м³/с; n – число оборотов, об/мин.

Диаметр входного патрубка:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4\dot{V}_p}{\pi c_0 \eta_p} + d_{вт}^2}, \quad (7.2)$$

где η_p – расходный кпд; $d_{вт}$ – диаметр втулки РК.

В ЭНА СТР применяются входные патрубки осевого типа, гидравлическая форма которых оптимальнее, чем, например, спиральных патрубков. Конструктивно осевой входной патрубков выполняется в виде канала цилиндрической формы, соединяющего входной коллектор с передней боковой пазухой насоса (см. рис. 7.4).

Коллектор служит промежуточным звеном между входным штуцером гидроблока и входными патрубками ЭНА. В таблице 7.3 представлены два варианта конфигурации коллектора и его сопряжения с осевыми входными патрубками. Различия между вариантами

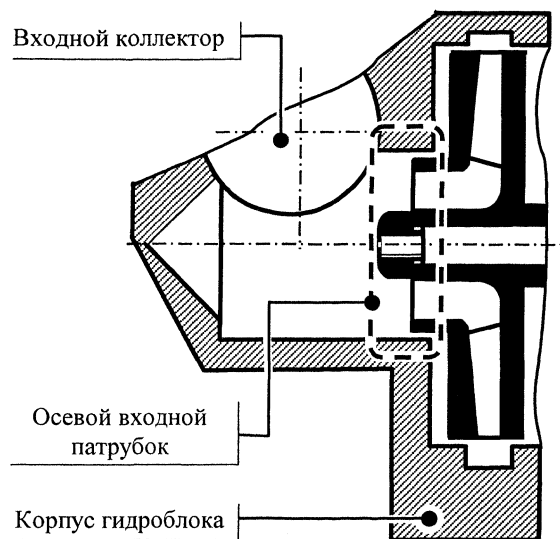


Рис. 7.4. Осевой входной патрубок

закljučаются в форме геометрического сопряжения каналов и уровне гидравлических потерь в них (см. схемы расчёта в таблице 7.3). Доминирующими потерями энергии в подводе являются потери в местных гидравлических сопротивлениях, так называемые местные потери.

Увеличение числа колен или поворотов потока на 90° (в одной или нескольких плоскостях) в конфигурации подвода ведёт к существенному росту местных потерь.

Рабочее колесо. Является основным рабочим органом ЭНА, преобразующим механическую энергию ротора в кинетическую энергию рабочего тела. Поверхности лопаток рабочего колеса имеют цилиндрическую форму с образующей цилиндра, параллельной оси колеса. Классификация РК по вариантам исполнения проведена в табл. 7.4.

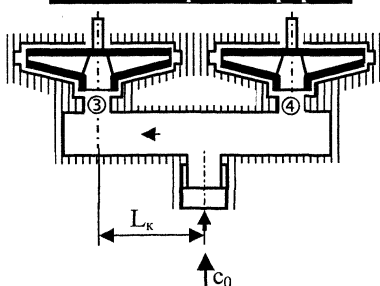
В насосах СТР рабочие колеса выполняются открытыми, без покрывных дисков и закрытыми. Последний тип является наиболее распространенным. Покрывной диск припаивается к колесу по торцевой поверхности лопаток, изготавливаемых заодно с ведущим диском РК.

Таблица 7.3

Расчёт коэффициента местных потерь в подводе гидроблока

Потери давления в подводе $\Delta p = \xi \cdot \rho \cdot c_0^2 / 2$

Гидравлический тип подвода

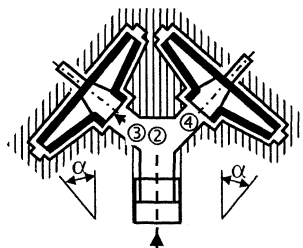
Коэффициент потерь ξ , [29]**Колено z-образной формы**а) Гладкие стенки, $Re = c_0 D_0 / \nu \geq 2 \cdot 10^5$:

$$\xi = C_1 \xi_{\Sigma} + \xi_{\text{тр}}, \text{ где}$$

 ξ_{Σ} – коэффициент местных потерь (см. таблицу ниже); C_1 – эмпирический коэффициент; $\xi_{\text{тр}}$ – коэффициент трения;

$$\xi_{\text{тр}} = 0.02 \cdot L_{\text{к}} / D_0$$

$L_{\text{к}}/D_0$	0.4	0.6	0.8	1.0
ξ_{Σ}	0.062	0.90	1.61	2.63

Тройник симметричной формы с углом отвода α 

$$\xi = 1 + (1-K)(c_{01}/c_{02})^2 - 2(c_{01}/c_{02}) \cos \alpha,$$

где:

 c_{01} , c_{02} – соответственно, скорость потока во входном патрубке 3 и 4; K – эмпирический коэффициент (см. таблицу ниже); α – угол отвода тройника

α	15°	30°	45°	60°
K	0.04	0.16	0.36	0.64

при $c_{02}=0$:

α	15°	30°	45°
ξ	1.04	1.55	2.3

Обозначения:

1 – входной штуцер гидроблока;

2 – коллектор;

3 – входной патрубок основного ЭНА;

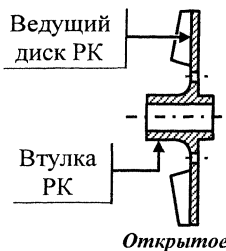
4 – входной патрубок резервного ЭНА;

— ➔ траектория течения в подводе

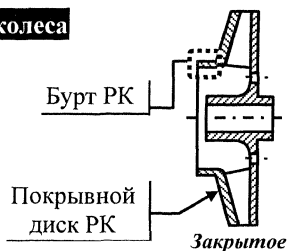
Толщина поперечного сечения покрывных дисков может быть одинаковой или переменной по радиусу. В последнем случае облегчается формирование кольцеобразной передней боковой пазухи насоса с минимальным осевым зазором между рабочим

Таблица 7.4

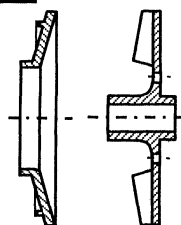
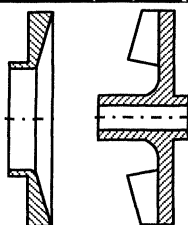
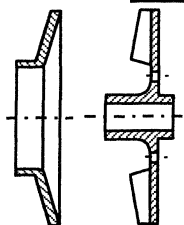
Конструкции рабочего колеса



Тип рабочего колеса

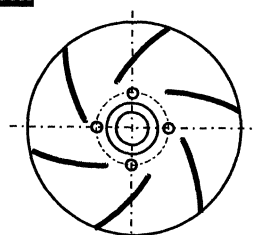
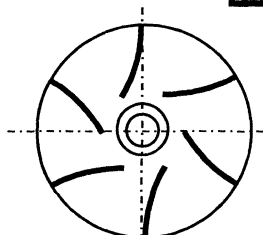


Тип покрывного диска (ПД) на рабочем колесе

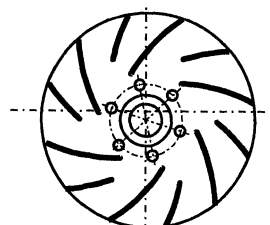
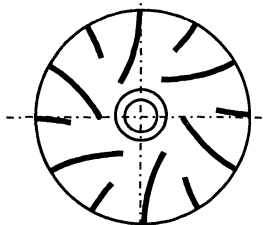


Тип решётки профилей

Одноярусная



Двухярусная



колесом и корпусом. Это позволяет несколько увеличить гидравлическое сопротивление передней боковой пазухи, являющейся трактом утечек рабочего тела с периферии на вход в РК.

Ведущий диск рабочего колеса также имеет два варианта исполнения: без разгрузочных отверстий и с разгрузочными отверстиями. Отверстия выполняют для организации расходного течения через заднюю боковую пазуху насоса. Это позволяет трансформировать распределение давления в указанной пазухе и уменьшить величину результирующей осевой силы, действующей на ротор ЭНА. "Энергетической" платой такого решения становится появление дополнительных утечек теплоносителя через заднюю пазуху насоса и разгрузочные отверстия.

В зависимости от числа лопаток решётка профилей РК выполняется одно или двух ярусной. Переход к последнему варианту производится в случае, когда число лопаток достигает значений $z=8...10$ и более.

Отвод. Отвод ЭНА так же, как и подвод, расположен в корпусе гидроблока. Он является гидравлическим трактом, по которому теплоноситель следует от рабочего колеса к выходному штуцеру, см. рис. 7.3. Гидродинамическая задача отвода – преобразование кинетической энергии жидкости в потенциальную энергию давления с минимальными гидравлическими потерями. Отвод состоит из сборника (рис. 7.3, поз. 5), прямоосного диффузора (поз. 6), выходного коллектора (поз. 7), в котором расположен перекидной клапан (поз. 8), и выходного штуцера (поз. 9).

В ЭНА СТР применяются спиральные и кольцевые сборники. Лопаточные направляющие аппараты в отводе, состоящие из нескольких диффузорных каналов, расположенных в сборниках, в насосах СТР широкого применения не нашли. Чаще всего в насосах СТР проектируются спиральные сборники. Такой сборник, в сравнении с другими типами, имеет наибольший КПД в широком диапазоне подач и напора. Кроме того, без заметного изменения КПД насоса позволяет изменять характеристики насоса путем подрезки рабочих колес. Последнее имеет важное значение в процессе доводки конструкции до соответствия требованиям ТЗ.

Спиральный сборник изготавливается в виде канала, площадь поперечного сечения которого, начиная с нулевого сечения, плавно

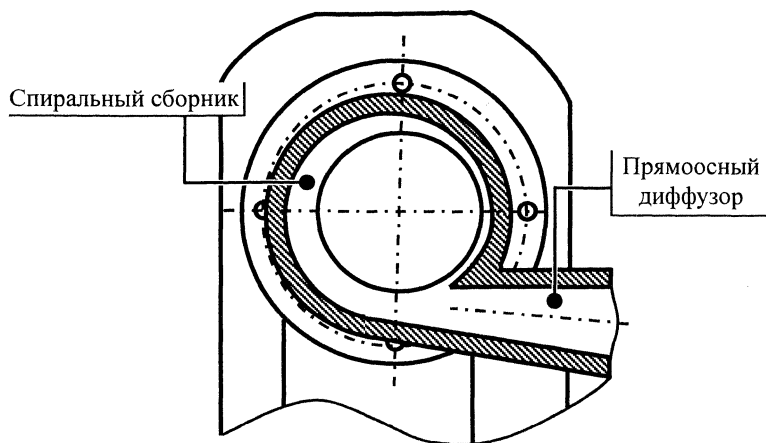


Рис. 7.5. Спиральный сборник в корпусе гидроблока

увеличивается, достигая максимального значения в сечении, где спираль переходит в прямоосный диффузор, рис. 7.5.

Расчёт геометрических параметров спирального сборника МЦН проводят по типовой схеме [4, 12], включающей в себя определение следующих размеров (см. обозначения на рис. 7.6).

Диаметр входа в спиральный сборник:

$$D_3 = (1.03 \dots 1.05) \cdot D_2. \quad (7.3)$$

Ширина отвода b_3 :

$$b_3 = b_2 + (1 \dots 2) \text{ мм}. \quad (7.4)$$

Площадь горла:

$$F_r = \frac{\dot{V}_p}{k \cdot c_{2u}}, \quad (7.5)$$

где $\dot{V}_p$, c_{2u} – соответственно расход и окружная составляющая абсолютной скорости на выходе РК на расчётном режиме, эмпирический коэффициент $k=0.58 \dots 0.75$, в первом приближении можно принять $k=0.65$.

Высота горла для прямоугольного сечения:

$$h_r = \frac{F_r}{b_3}. \quad (7.6)$$

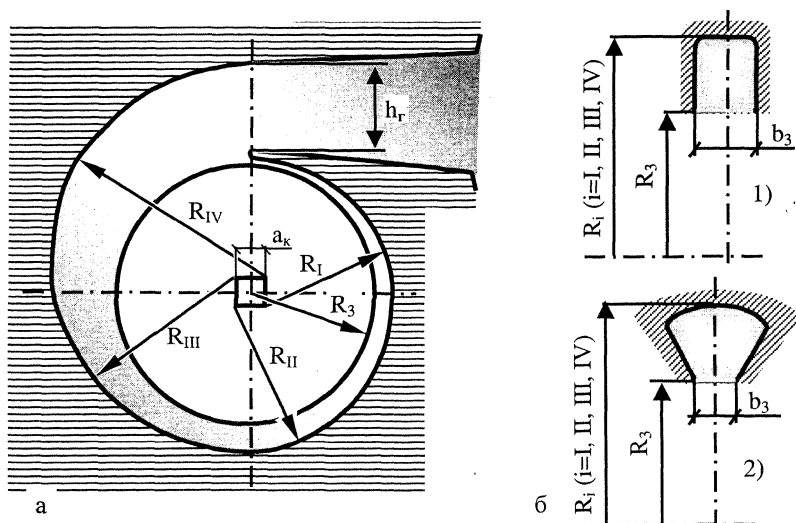


Рис. 7.6. Геометрия спирального сборника: а – сечение в радиально-окружной плоскости; б – сечение в меридиональной плоскости.
1 – прямоугольная форма, 2 – трапециевидная форма

Для МЦН рекомендуется [12] формировать горло квадратного сечения путём реализации условия $b_3=h_r$ с помощью варьирования коэффициента k и изменения b_3 в рамках возможных значений по формуле (7.4).

Высота горла для круглого сечения:

$$h_r = \sqrt{\frac{4F_r}{\pi}}. \quad (7.7)$$

Сторона конструкторского квадрата определяется из соотношения $a_k = (0.18...0.22) \cdot h_r$. Из углов квадрата, как из центров, проводятся дуги радиусами $R_I...R_{IV}$. Радиус R_I равен расстоянию между соответствующей вершиной квадрата и радиусом $R_3=D_3/2$. Остальные радиусы проводятся с условием точного совпадения дуг в точках сопряжения.

Выходной коллектор. Выходной коллектор (поз. 7 на рис. 7.3) предназначен для сообщения диффузоров основного (поз. 6) и резервного ЭНА с выходным штуцером гидроблока (поз. 11 на рис. 7.3).

Для герметизации полости неработающего насоса в коллекторе установлен тарельчатый обратный клапан (поз. 8), обладающий степенью свободы вдоль оси коллектора (поз. 7). Перемещаясь под действием давления рабочего тела, поступающего из диффузора (поз. 6) работающего ЭНА в коллектор (поз. 7), клапан перекрывает выход из полости резервного ЭНА и блокирует гидравлическую связь между входным (поз. 2) и выходным (поз. 7) коллекторами. Тем самым предотвращается перетекание теплоносителя по кольцевой траектории с выхода работающего РК (поз. 3) на его вход через полость неработающего ЭНА.

В выходном штуцере гидроблока может устанавливаться дроссельная шайба, используемая для согласования гидравлических характеристик ЭНА и циркуляционного тракта СТР (подробнее о способах согласования см. гл. 1, разд. 1.4).

Улучшения массогабаритных параметров ЭНА можно добиться путём размещения входного канала (трубопровода) внутри выходного. Пример такой компоновки показан на рис. 7.7. Здесь в двухпоточном ЭНА канал подачи рабочего тела на вход в рабочие колёса (поз. 7) проходит внутри канала отвода рабочего тела (поз. 8). Такое совмещение подвода и отвода теплоносителя обеспечивает снижение габаритов и массы корпуса двухпоточного электронасосного агрегата.

7.2.2. Обратный клапан гидроблока

Конструкция гидроблоков СТР предусматривает установку обратного клапана между ЭНА. Его назначение - герметизация полости резервного ЭНА с целью предотвращения перетока рабочего тела с выхода гидроблока на его вход через неработающий резервный насосный агрегат. Выбор типа и месторасположения обратного клапана зависит от особенностей конкретного проекта и требований ТЗ.

На рис. 7.8 и 7.9 в качестве примера представлены два варианта гидроблока с клапаном, размещённым на выходе из ЭНА.

В первом случае, рис. 7.8¹, установлен шариковый клапан, в котором шарик (поз. 7) под действием перепада давления перекрывает выход из полости неработающего левого ЭНА. Герметичность кон-

¹ На чертежах, с учётом конструктивной идентичности электронасосных агрегатов, входящих в состав гидроблока, дано однократное обозначение одинаковых элементов разных ЭНА.

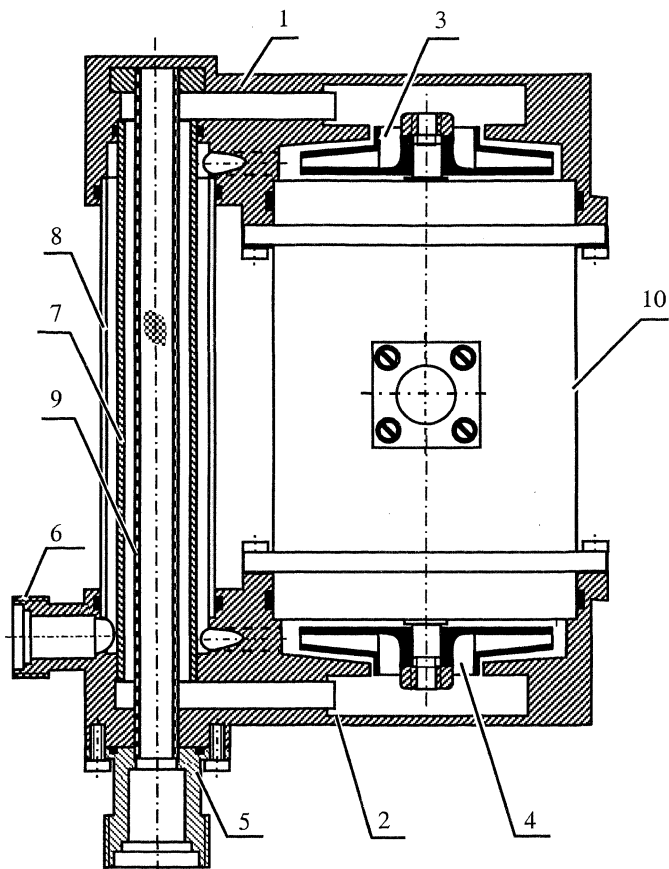


Рис. 7.7. ЭНА СТР:

1,2 – корпус ЭНА; 3,4 – рабочее колесо (РК); 5 – входной штуцер;
6 – выходной штуцер; 7 – канал подачи рабочего тела на вход в РК; 8 – канал
отвода рабочего тела на выходе из РК; 9 – фильтр; 10 – электродвигатель

такта между шариком (поз. 7) и седлом (поз. 8) обратного клапана обеспечивается точностью изготовления геометрических форм указанных элементов. Одновременно полость обратного клапана выполняет функцию выходного коллектора (поз. 6), из которого через перфорацию (поз. 9) рабочее тело поступает в сборную камеру (поз. 10), а затем в выходной штуцер (11).

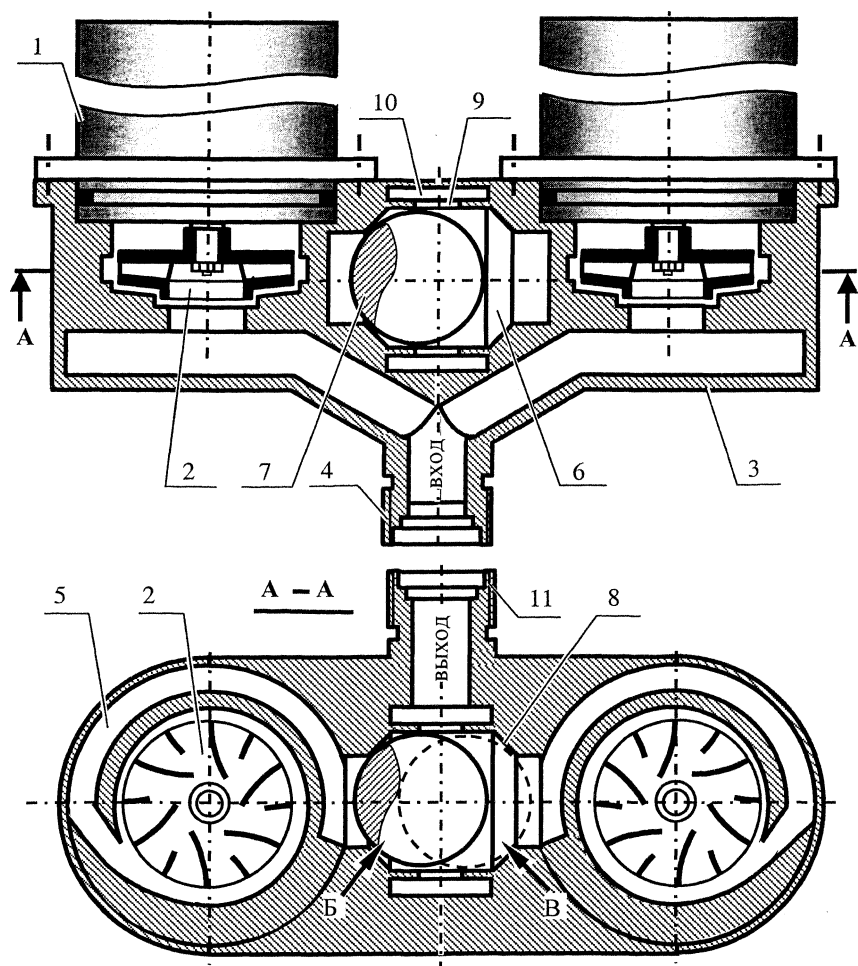
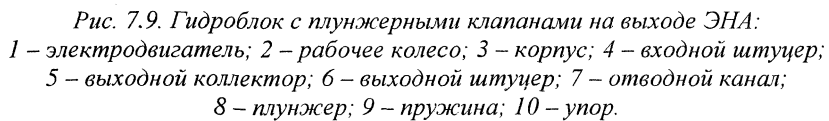


Рис. 7.8. Гидроблок с шариковым обратным клапаном на выходе ЭНА:
 1 – электродвигатель; 2 – рабочее колесо; 3 – корпус; 4 – входной штуцер;
 5 – отводной канал; 6 – выходной коллектор; 7 – шарик обратного
 клапана; 8 – седло обратного клапана; 9 – перфорация выходного
 коллектора; 10 – сборная камера; 11 – выходной штуцер.

Положение шарика 7 в обратном клапане:

Б – полость рабочего колеса левого ЭНА герметизирована, а правого ЭНА
 сообщена с коллектором 6; В – полость рабочего колеса правого ЭНА
 герметизирована, а левого ЭНА сообщена с коллектором 6



Положения плунжеров:
Б – полость рабочего колеса левого ЭНА герметизирована от коллектора 5;
В – полость рабочего колеса правого ЭНА сообщена с коллектором 5

Во втором случае, рис. 7.9, каждый ЭНА гидроблока на выходе снабжён плунжерным клапаном. Подпружиненный плунжер (поз. 8) резервного ЭНА перекрывает отводной канал (поз. 7), герметизируя полость неработающего насоса. В момент запуска ЭНА, под действием давления на выходе агрегата плунжер (поз. 8) смещается до упора (поз. 10), открывая рабочему телу доступ в полость выходного коллектора (поз. 5) и далее в выходной штуцер (поз. 6).

Пример размещения клапана гидроблока на входе в ЭНА показан на рис. 7.10.

Здесь применён двусторонний тарельчатый клапан, одна из тарелей которого (поз. 6) перекрывает вход в резервный, а другая, соответственно, открывает вход в работающий, основной ЭНА. Перемещение тарелей в нужном направлении обеспечивается благодаря повышению давления в полости резервного ЭНА, сообщённого через выходной штуцер (поз. 8) с выходом основного ЭНА.

Рассмотренные на рис. 7.8, 7.9 и рис. 7.10 конструкции иллюстрируют многовариантность компоновки обратного клапана и лишь частично отражают накопленный опыт проектирования этого устройства в составе гидроблоков СТР. Выбор конкретного варианта зависит от режимов работы СТР, традиционных для разработчика приёмов проектирования и технологических возможностей изготовителя. Например, преимуществом плунжерных клапанов (рис. 7.9) является возможность обеспечения в случае необходимости, одновременной работы обоих ЭНА. Недостаток установки клапана на входе в ЭНА (рис. 7.10) – повышение гидравлического сопротивления входного тракта, которое может привести к заметному ухудшению антикавитационных качеств электронасосных агрегатов.

7.3. Электропривод ЭНА

7.3.1. Описание конструкции

Отсутствие в конструкции двигателя контактной группы – щёточно-коллекторного узла, – является определяющим фактором применения бесконтактных электроприводов в высокоресурсных энергетических системах КА, в частности ЭНА СТР. По степени герметичности статора электродвигатели ЭНА делятся на две группы:

- электродвигатели полумокрого типа, в которых статор и ро-

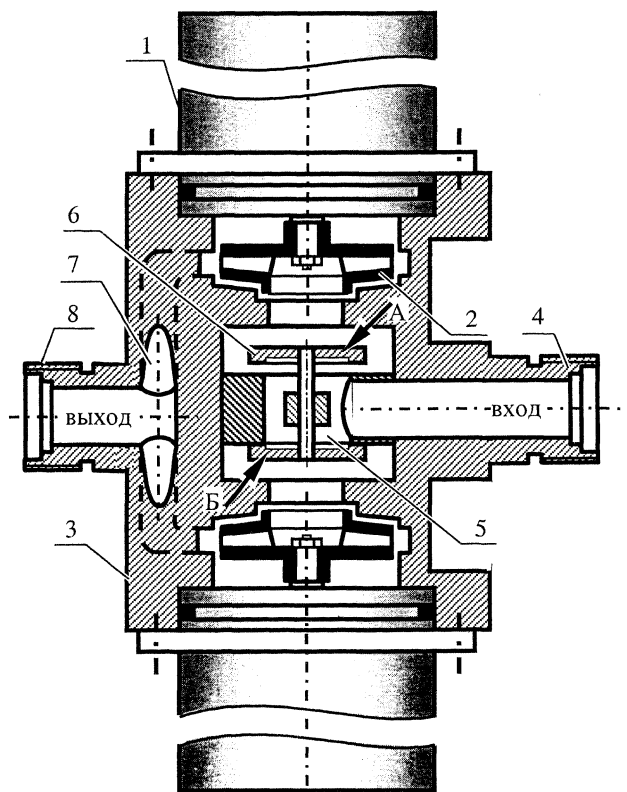


Рис. 7.10. Гидроблок с обратным клапаном на входе ЭНА:

*1 – электродвигатель; 2 – рабочее колесо; 3 – корпус; 4 – входной штуцер;
5 – входной коллектор; 6 – тарель обратного клапана; 7 – отводной канал;
8 – выходной штуцер.*

Положение тарелей 6 обратного клапана:

*А – полость рабочего колеса верхнего ЭНА сообщена с коллектором 5;
Б – полость рабочего колеса нижнего ЭНА герметизирована от коллектора 5*

тор разделены экранирующей гильзой (экраном). Рабочее тело омывает только ротор;

- электродвигатели мокрого типа, в которых экран отсутствует. Рабочее тело омывает и ротор и статор.

В центробежных насосных агрегатах СТР КА применяют бесконтактные электродвигатели постоянного тока полумокрого типа.

При закреплении РК насоса на валу такого двигателя не требуется устанавливать концевое уплотнение и герметизировать полость между ротором и экраном двигателя.

Бесконтактные электроприводы постоянного тока состоят из трех элементов [66], рис. 7.11:

- бесконтактного двигателя с m -фазной обмоткой на статоре и возбужденным ротором;
- датчика положения ротора, вырабатывающего сигналы управления, определяющие момент времени и последовательность коммутации обмоток двигателя;
- бесконтактного коммутатора, осуществляющего по сигналам датчика положения коммутацию токов в обмотках статора двигателя.

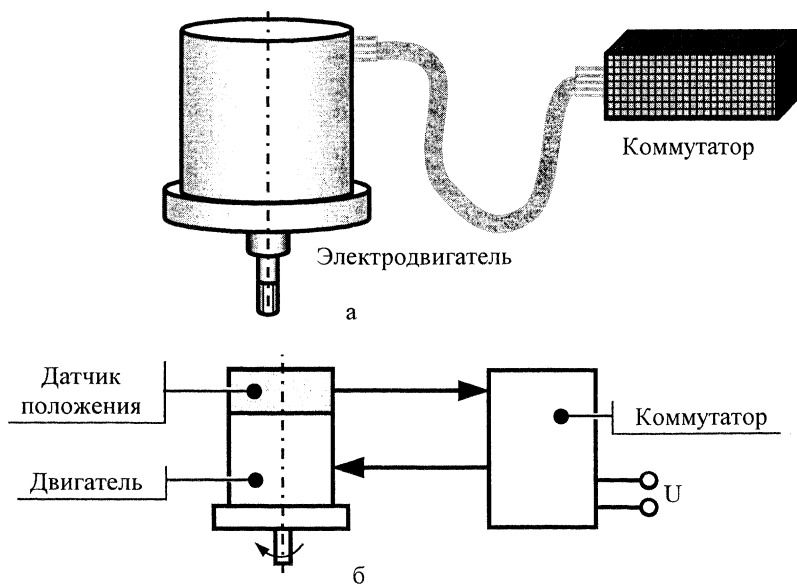


Рис. 7.11. Схема электропривода ЭНА:
а – общий вид; б – структурная схема электропривода

Ротор двигателя (поз. 2, рис. 7.12) выполняется в виде постоянного магнита. Статор двигателя (поз. 3) представляет собой наружный корпус с запрессованным в нём пакетом активного железа. В па-

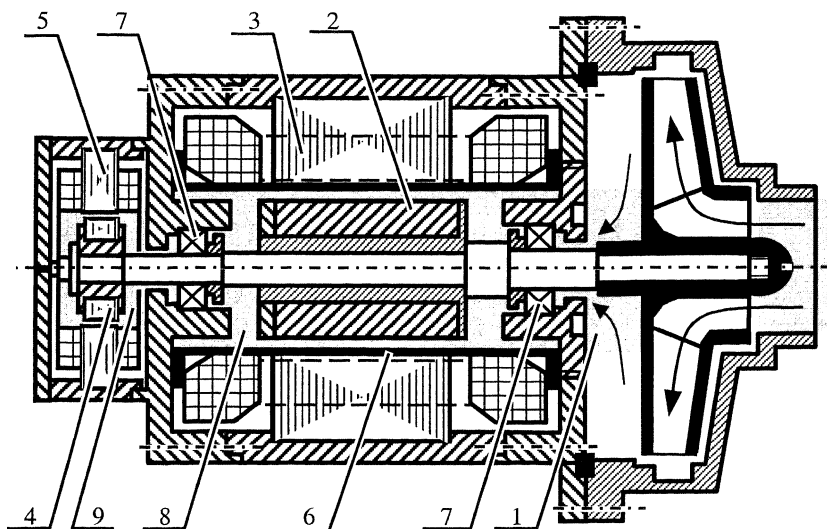


Рис. 7.12. Схема заполнения полости электропривода теплоносителем: 1 – задняя боковая пазуха центробежного насоса; 2 – ротор двигателя; 3 – статор двигателя; 4 – ротор датчика положения; 5 – статор датчика положения; 6 – экран; 7 – подшипник качения; 8 – полость вокруг ротора двигателя, заполненная теплоносителем; 9 – полость вокруг ротора положения, заполненная теплоносителем;  – теплоноситель

зах пакета проложена обмотка. Экран (поз. 6), установленный между ротором и статором, выполняется из немагнитной нержавеющей стали в виде цилиндра, герметично соединенного с корпусом двигателя. Экран плотно прилегает к внутренней поверхности статора. Кпд экранированных электродвигателей ниже, чем у обычных, вследствие дополнительных потерь в экране и в зазоре между ротором и статором. Зазор может достигать величины около $0.8 \cdot 10^{-3}$ м, включая толщину экрана.

В одном корпусе с двигателем находится датчик положения, включающий в себя ротор (поз. 4) и статор (поз. 5). Ротор датчика положения имеет вид сегмента (скошенного цилиндра), расположенного на одном валу с двигателем. Сегмент выполняет функцию сигнального элемента датчика положения. На статоре датчика положения располагаются чувствительные элементы. Их число равно числу обмоток двигателя, а положение соответствует положению соответ-

ствующих обмоток. В качестве чувствительных элементов могут использоваться датчики ЭДС Холла, магнитодиоды и т.п. Под воздействием сигнального элемента они вырабатывают управляющие сигналы, поступающие в коммутатор. Коммутатор собран из полупроводниковых элементов и смонтирован в отдельной коробке, соединяемой с двигателем штырьковым разъемом.

7.3.2. Условия работы электропривода в среде теплоносителя

Для обеспечения оптимальных условий охлаждения электродвигателя рабочим телом необходима циркуляция теплоносителя через внутреннюю полость электродвигателя.

Схема заполнения теплоносителем полости электропривода на подшипниках качения с детализацией конструктивных элементов показана на рис. 7.12.

На роторе электродвигателя, на выходном участке вала закреплено рабочее колесо. Вал вращается в подшипниках (поз. 7), установленных во втулках торцовых крышек. Циркуляция обеспечивается соединением полости нагнетания насоса (задней боковой пазухи поз. 1) и внутренней полости электропривода через зазоры между статичными элементами статора и ротора двигателя, а также статора и ротора датчика положения.

Большое значение для надёжной работы ЭНА имеет правильный выбор материала и конструкции подшипников, смазка которых производится перекачиваемой жидкостью. В герметичных насосах применяются как подшипники качения, так и подшипники скольжения. Опыт эксплуатации показал, что при использовании теплоносителя в качестве смазывающей жидкости серийные подшипники качения удовлетворительно работают при числах оборотов $n = (3 \dots 6) \cdot 10^3$ об/мин.

Ресурс работы подшипников качения значительно снижается при их эксплуатации в сухом состоянии. Такой режим функционирования опор качения теоретически возможен в устройствах СТР, замкнутый гидравлический контур которой имеет сложную пространственную конфигурацию, из-за чего при технологической заправке рабочей жидкостью внутри таких контуров остаётся воздух. Его пузырьки скапливаются в верхних точках проточных полостей, в том числе насосных агрегатов. В момент пуска ЭНА за счет центробежной силы теплоноситель отбрасывается к периферии полости нагне-

тания, образуя цилиндрическое кольцо. Воздух, как среда с меньшей плотностью, концентрируется в центре поля центробежных сил, в зоне, прилегающей к ротору и подшипникам. До тех пор пока воздух постепенно будет унесён потоками теплоносителя, поступающими в полость двигателя, подшипники работают всухую. Поэтому одним из основных условий надежной работы подшипников в ЭНА является полное, во время заправки контура СТР теплоносителем, удаление воздуха из его полости.

7.3.3. Гидравлические потери мощности в электродвигателе

В электродвигателях полумокрого типа выделение тепла происходит за счет электрических потерь в проводах, в статоре, роторе и в экране, а также в результате трения жидкости в зазоре между статором и ротором и трением жидкости о торцовые поверхности ротора.

При выборе электродвигателей для ЭНА СТР обращают внимание не только на электротехнические, но и на геометрические параметры - соотношения между диаметром ротора и его длиной, так как дисковые потери на трение ротора о рабочую жидкость наиболее значительны и прямо пропорциональны пятой степени диаметра ротора.

Потери на трение ротора двигателя складываются из двух составляющих: дисковых потерь ротора (потери от трения торца ротора) и потерь трения о цилиндрическую поверхность ротора. Для уменьшения потерь на трение желательно, чтобы ротор имел закрытые пазы, шлифованную поверхность пакета и тщательно пригнанные замыкающие кольца по торцам. Суммарную величину потерь можно оценить по обобщённой формуле (для гладкого ротора и гладкой поверхности экрана статора) [4, 34]:

$$N_{\text{тр}} = \frac{0.61\rho\omega^3 r_p^4}{\sqrt[4]{\text{Re}}} (r_p + L_p), \quad (7.8)$$

где ρ – плотность теплоносителя; ω – угловая частота вращения ротора; r_p – радиус ротора; L_p – длина ротора; Re – число Рейнольдса.

При нахождении Re используют параметры течения жидкости в зазоре:

$$\text{Re} = \frac{\Delta \sqrt{4v^2 + u_p^2}}{v}, \quad (7.9)$$

где Δ радиальный зазор; v – скорость жидкости в зазоре; u_p – окружная скорость ротора; ν – коэффициент кинематической вязкости жидкости.

Вязкость теплоносителя существенно зависит от температуры. Из-за нагрева рабочей жидкости от трения вязкость в зазоре оказывается меньше, чем в других полостях ЭНА. На графике рис. 7.13 произведена оценка уровня потерь мощности $N_{тр}$ для реальных условий эксплуатации электропривода в составе СТР с изменением вязкости теплоносителя в пределах $\nu = (0.5...3.0) \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}$ и угловой частоты вращения $\omega = (315...600) \text{ с}^{-1}$. В расчётах применялись параметры, близкие к реальным условиям: $r_p = 12.5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $L_p = 50 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $\rho = 691 \text{ кг/м}^3$, $\Delta = 0.3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Уровень расходного течения (циркуляция) теплоносителя в полости электродвигателя, при расчёте v – скорости жидкости в зазоре считался равным $15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$.

Приближённая оценка гидравлических потерь мощности в электродвигателе, иллюстрируемая рис. 7.13, даёт величину потерь мощности $N_{тр} = (1...12) \text{ Вт}$. Таким образом, потери мощности на трение ротора двигателя способны достигать 50% и более от полезной мощности ЭНА СТР. Подобный уровень $N_{тр}$ может показаться необычайно высоким. Однако надо принять во внимание то, что и абсолютные

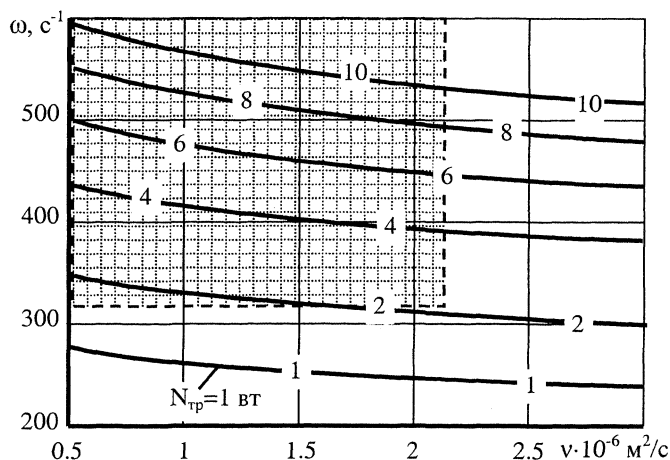


Рис. 7.13. Линии уровня функции $N_{тр} = f(\nu, \omega)$:

– зона работы ЭНА СТР

значения полезной мощности ЭНА малы, $N_{\text{пол}} = (14 \dots 25)$ Вт (см. табл. 7.1). Тем не менее кпд ЭНА СТР $\eta_{\text{ЭНА}}$, равный

$$\eta_{\text{ЭНА}} = \eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{дв}}, \quad (7.10)$$

где $\eta_{\text{н}}$ – кпд насоса и $\eta_{\text{дв}}$ – кпд двигателя, существенно зависит от потерь в двигателе – гидравлических и электрических. При уменьшении полезной мощности ЭНА в общем балансе потерь агрегата потери в двигателе будут приобретать характер доминирующих.

7.4. Расчёт осевой силы

Рабочие колёса ЭНА СТР находятся под действием осевой силы. Она порождается градиентами статического давления в боковых пазах центробежного насоса. Характер распределения статического давления, действующего на рабочее колесо со стороны его покрывного и ведущего дисков, различен потому, что РК имеет односторонний вход (см. рис. 7.14).

В общем случае осевая сила $R_{\text{ос}}$, действующая на РК центробежного насоса, вычисляется по формуле:

$$R_{\text{ос}} = \int_{F_x} p_{\text{ст}}(r) dF_x + \rho \dot{V} (c_{1x} - c_{2x}), \quad (7.11)$$

где F_x – площадь проекции контура поверхностей РК на плоскость вращения; $p_{\text{ст}}(r)$ – закон распределения статического давления по радиусу РК; ρ – плотность рабочего тела; $\dot{V}$ – расход рабочего тела через РК; c_{1x} , c_{2x} – осевые составляющие абсолютной скорости на входе и выходе из РК.

Очевидно, функция, описывающая распределение статического давления $p(r)$ по радиусу r , является основным фактором появления осевой силы на РК (см. формулу (7.11)). Вклад второго слагаемого $\rho \dot{V} (c_{1x} - c_{2x})$, зависящего от скоростного напора потока рабочего тела, незначителен.

Для нахождения расчётной величины осевой силы, действующей на РК МЦН, были проведены экспериментальные работы по замеру распределения статического давления $p_{\text{ст}}(r)$ в МЦН, параметры которого указаны в табл. 7.4.

Результаты исследования, в сравнении с известными данными по высокооборотным центробежным насосам [12], приведены на рис. 7.15. Распределение статического давления $p_{\text{ст}}(r)$ как вдоль покрывно-

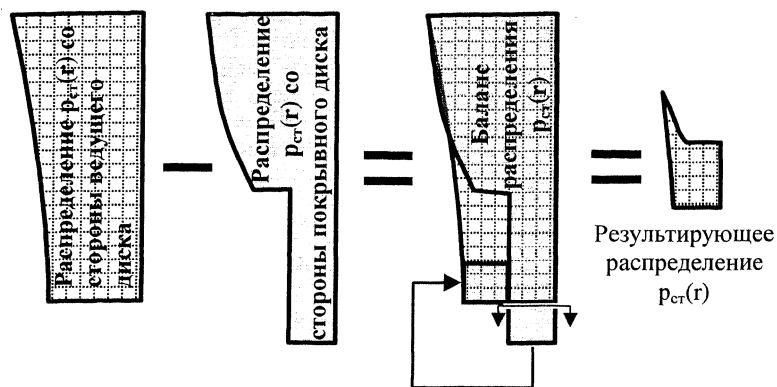
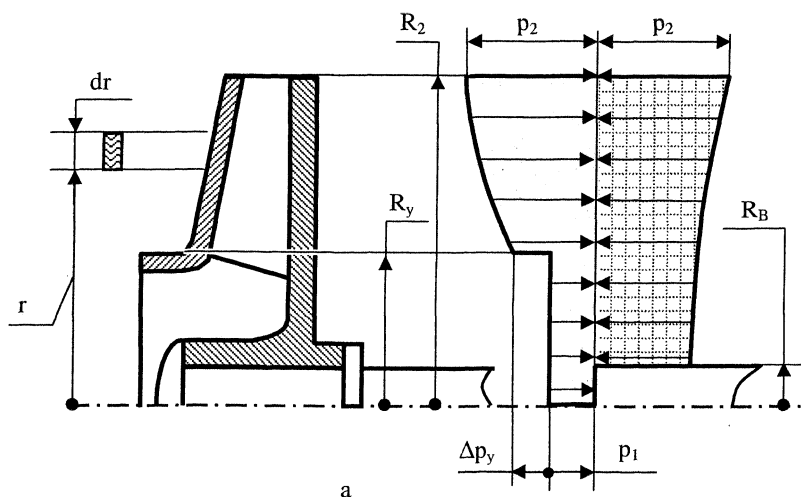


Рис. 7.14. Генерирование осевой силы, действующей на рабочее колесо:
 а – составляющие распределения статического давления $p_{cm}(r)$ со стороны дисков;
 б – диаграмма формирования результирующего распределения статического давления $p_{cm}(r)$

Таблица 7.4

Характеристика параметров МЦН

Приведённый параметр	Обозначение	Значение
Радиус расположения щелевого уплотнения	R_y/R_2	0,386
Радиус вала	R_B/R_2	0,12
Осевой зазор в передней пазухе	$\bar{\Delta}_n = \Delta x_1/2R_2$	0,058
Осевой зазор в задней пазухе	$\bar{\Delta}_n = \Delta x_2/2R_2$	0,01
Утечка рабочего тела через щелевое уплотнение	$(\dot{V}_y / \omega R_2^3) \cdot 10^3$, где $\dot{V}_y$ – расход утечек рабочего тела ($\text{м}^3/\text{с}$), ω – угловая частота вращения РК (с^{-1})	8,9

го, так и вдоль ведущего дисков МЦН имеет отличия. Повышенные утечки рабочего тела через щелевое уплотнение в передней боковой пазухе дополнительно деформируют эпюру статического давления со стороны покрывного диска (рост утечек в МЦН, как было отмечено в гл. 5, происходит из-за больших относительных зазоров в щелевом уплотнении и соответствующего снижения перепада Δp_y). В результате составляющая осевой силы, действующая со стороны покрывного диска, уменьшается (см. кривую 5, рис. 7.15). Организация утечек через заднюю боковую пазуху насоса с помощью разгрузочных отверстий в ведущем диске РК в МЦН, как и в полноразмерных насосах, является эффективным средством снижения составляющей осевой силы, действующей со стороны ведущего диска (см. кривые 1 и 3, рис. 7.15).

По экспериментальным данным была составлена система трёх нелинейных уравнений в матричном виде, регламентирующая распределение статического давления $p(\bar{R}) = (p_{2\text{ст}} - p_{\text{ст}})/\rho u_2^2$ в передней и задней пазухах насоса:

$$\begin{bmatrix} (p(\bar{R}))_n \\ (p(\bar{R}))_o \\ (p(\bar{R}))_{\infty} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0,822 & -1,575 & 0,755 \\ 0,084 & 0 & -0,085 \\ 0,306 & -0,383 & 0,074 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ \bar{R} \\ \bar{R}^2 \end{bmatrix}, \quad (7.12)$$

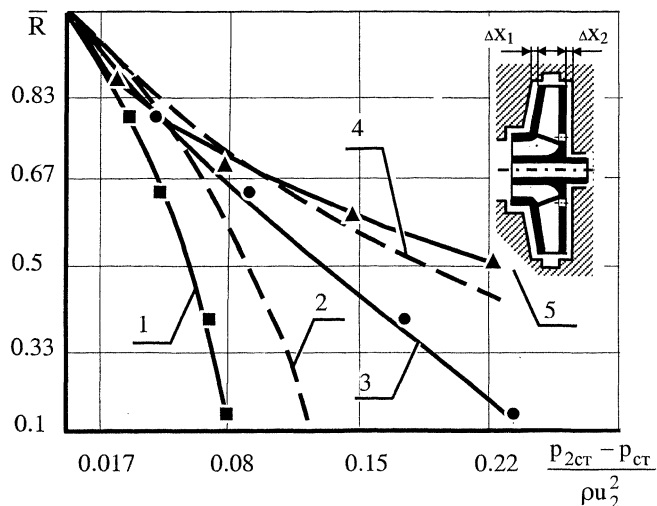


Рис. 7.15. Распределение статического давления по радиусу дисков РК МЦН и высокооборотных центробежных насосов:

- а – вдоль ведущего диска: б – вдоль покрывного диска:
 1 – МЦН (без разгрузочных отверстий); 4 – высокооборотные
 2 – высокооборотные насосы [12]; насосы [12];
 3 – МЦН (с разгрузочными отверстиями); 5 – МЦН

где $\bar{R} = r/R_2$ – относительный радиус, r – текущий радиус (см. рис. 7.14 а)), $p(\bar{R})_n$ – функция распределения статического давления со стороны покрывного диска, $p(\bar{R})_o$ – функция распределения статического давления со стороны сплошного ведущего диска, $p(\bar{R})_{oo}$ – функция распределения статического давления со стороны ведущего диска, снабжённого разгрузочными отверстиями.

Используя уравнения системы (7.7) и выполнив преобразования перехода к переменной $\bar{R}$ в исходном выражении (7.6), получим формулы вычисления осевой силы, действующей на консольно расположенное РК МЦН для двух случаев:

- а) ведущий диск РК не содержит разгрузочные отверстия:

$$R_{\text{вх}}^{c.p.o} = 2\pi \left[\int_0^{R_y} p_1 r dr + \int_{R_y/R_2}^1 p_n(\bar{R}) \cdot R_2^2 \cdot \bar{R} \cdot d\bar{R} - \right. \\ \left. - \int_{R_0/R_2}^1 p_o(\bar{R}) \cdot R_2^2 \cdot \bar{R} \cdot d\bar{R} \right] + \rho \dot{V} (c_{1x} - c_{2x}), \quad (7.13)$$

б) ведущий диск РК содержит разгрузочные отверстия:

$$R_{oc}^{c.p.o} = 2\pi \left[\int_0^{R_y} p_1 r dr + \int_{R_y/R_2}^1 p_n(\bar{R}) \cdot R_2^2 \cdot \bar{R} \cdot d\bar{R} - \right. \\ \left. - \int_{R_0/R_2}^1 p_{oo}(\bar{R}) \cdot R_2^2 \cdot \bar{R} \cdot d\bar{R} \right] + \rho \dot{V} (c_{1x} - c_{2x}), \quad (7.14)$$

где p_1 – статическое давление на входе в РК.

Подынтегральные функции, регламентирующие распределение статического давления, по результатам экспериментальных исследований представлены матричным уравнением:

$$\begin{bmatrix} p_n(\bar{R}) \\ p_o(\bar{R}) \\ p_{oo}(\bar{R}) \end{bmatrix} = P_{2\text{ст}} - \rho u_2^2 \cdot \begin{bmatrix} p(\bar{R})_n \\ p(\bar{R})_o \\ p(\bar{R})_{oo} \end{bmatrix} = P_{2\text{ст}} - \rho u_2^2 \times \\ \times \begin{bmatrix} 0.822 & -1.575 & 0.755 \\ 0.084 & 0 & -0.085 \\ 0.306 & -0.383 & 0.074 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ \bar{R} \\ \bar{R}^2 \end{bmatrix}, \quad (7.15)$$

где $P_{2\text{ст}}$ – вектор статических давлений $p_{\text{ст}}$ в пазухах насоса на радиусе R_2 ; $u_2 = \omega R_2$ – окружная скорость РК на выходе.

На основе модели генерирования осевой силы на РК МЦН (система в матричном виде (7.15), уравнения (7.13) и (7.14) был проведён вычислительный эксперимент по нахождению результирующей осевой силы для заданных условий: $R_{\text{вх}}/R_2 = 0.2$, $R_y/R_2 = 0.4$, $\rho = 691 \text{ кг/м}^3$, $p_{\text{вх}} = 3.924 \cdot 10^4 \text{ Па}$, $n = 6000 \text{ об/мин}$. В уравнении связи $p_{2\text{ст}} = 0.7618 \cdot p_{\text{вых}}$ использован коэффициент, полученный экспериментальным путём.

Результаты представлены в табл. 7.5. В диапазоне $p_{\text{вых}} = (5 \cdot 10^4 \dots 1.5 \cdot 10^5) \text{ Па}$ уровень значений осевой силы составил $R_{oc}^{\text{без } p_o} = (10.071 \dots 21.558) \text{ н}$, $R_{oc}^{c.p.o} = (4.695 \dots 16.183) \text{ н}$.

С помощью указанной модели проведена оценка изменения приведённой осевой силы:

Таблица 7.5

Расчётная величина осевой силы

№	$P_{\text{вых}}, \text{Па}$	$R_{\text{ос}}^{\text{без ро}}, \text{Н}$	$R_{\text{ос}}^{\text{с ро}}, \text{Н}$
1	$5 \cdot 10^4$	10.071	4.695
2	$6 \cdot 10^4$	11.219	5.844
3	$7 \cdot 10^4$	12.368	6.993
4	$8 \cdot 10^4$	13.517	8.141
5	$9 \cdot 10^4$	14.666	9.29
6	$1 \cdot 10^5$	15.814	10.439
7	$1.1 \cdot 10^5$	16.963	11.588
8	$1.2 \cdot 10^5$	18.112	12.737
9	$1.3 \cdot 10^5$	19.261	13.885
10	$1.4 \cdot 10^5$	20.41	15.034
11	$1.5 \cdot 10^5$	21.558	16.183

$$\bar{R}_{\text{ос}} = R_{\text{ос}}^{\text{с ро}} / R_{\text{ос}}^{\text{без ро}}, \quad (7.16)$$

дающего представление об эффективности разгрузки РК с помощью отверстий в ведущем диске при сохранении неизменными типовых режимных параметров.

На рис. 7.16 представлена диаграмма изменения $\bar{R}_{\text{ос}}$ для двух режимов $n = 5000$ об/мин и $n = 6000$ об/мин и различных $\bar{D}_1$. С целью упрощения было принято условие $R_y = R_1$. При вычислении $p_{\text{вых}}$ использована эмпирическая зависимость $\bar{H} \Big|_{\text{Re}=5.15 \cdot 10^5, \bar{b}_2=0.11} = f(\bar{D}_1)$, найденная по результатам исследования, изложенного в гл. 5.

Положительный эффект от частичной разгрузки РК с помощью разгрузочных отверстий возрастает с уменьшением относительного диаметра $\bar{D}_1$ и снижением угловой частоты вращения РК. Хотя уровень снижения величины осевой силы при применении этих отверстий достаточно велик, полная осевая разгрузка ротора не достигается во всём исследованном диапазоне параметров.

Традиционным способом осевой разгрузки ротора центробежного насоса является размещение на одном валу двух противоположно направленных своими входами рабочих колёс. В двухпоточном ЭНА, см., например, рис. 7.7, это приводит к почти полному, а в двухступенчатом ЭНА (рис. 7.17) к частичному уравниванию осевой силы. Данный конструктивный приём неприменим в случае исполь-

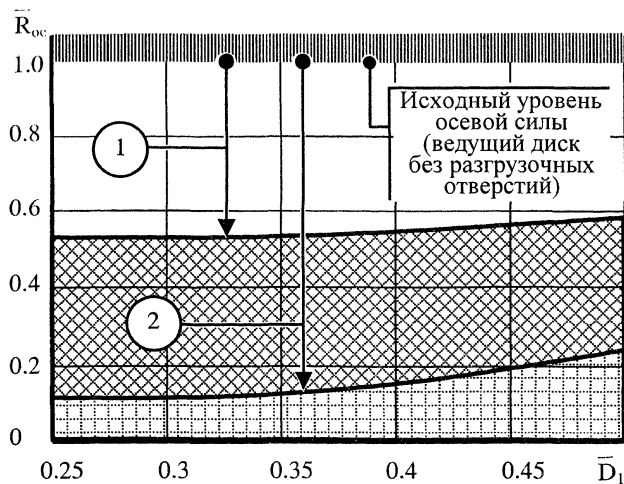


Рис. 7.16. Диаграмма эффективности использования разгрузочных отверстий в ведущем диске МПК:

- ① – снижение $\bar{R}_{oc}$ при $n = 6000$ об/мин;
- ② – снижение $\bar{R}_{oc}$ при $n = 5000$ об/мин

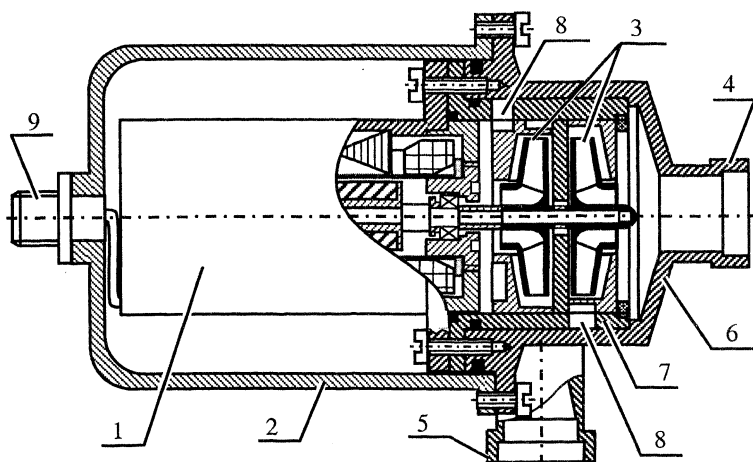


Рис. 7.17. Двухступенчатый ЭНА:

- 1 – электродвигатель; 2 – кожух; 3 – рабочее колесо; 4 – входной патрубок; 5 – выходной патрубок; 6 – корпус ЭНА; 7 – обойма;
- 8 – межступенчатая винтовая канавка; 9 – электрический разъём

зования в СТР одноступенчатых и однопоточных ЭНА.

Перспективным направлением является гидростатическая разгрузка ротора с помощью устройств дросселирования потока радиально-осевыми щелями в боковых пазухах насоса. Однако организация строго регламентированных по зазорам радиально-осевых щелей предъявляет повышенные требования к точности изготовления и сборки деталей проточной части, подбору пар трения, обладающих хорошими антифрикционными свойствами, то есть существенно усложняет технологию изготовления агрегата.

ЛИТЕРАТУРА

1. А.с. 1138544 СССР, МКИ³ F04D 29/22. Рабочее колесо центробежного насоса / А.В. Бобков, М.В. Краев, В.А. Лукин, Б.В. Овсянников (СССР). № 3510828/25-06. Заявл. 12.11.82; Оpubл. 07.02.85. Бюл. № 5.
2. А.с. 240480 СССР, МКИ² F04D 29/22. Центробежный насос/ А.С. Шапиро, Л.В. Неклюдов, Б.В. Овсянников и др. (СССР). № 1216642/25-08. Заявл. 06.11.68; Оpubл. 21.03.69. Бюл. № 12.
3. Агрегаты автономных энергетических систем: Учеб. пособие / Е.Н. Головёнкин, Д.В. Двирный, Н.А. Ковалёв и др. Под ред. К.Г. Смирнова-Васильева. Красноярск: КрПИ, 1986. 89 с.
4. Аринушкин Л.С., Абрамович Р.Б., Полиновский А.Ю. и др. Авиационные центробежные насосные агрегаты. – М.: Машиностроение, 1967. 255 с.
5. Баренбойм А.Б. Малорасходные фреоновые турбокомпрессоры. М.: Машиностроение, 1974. 224 с.
6. Баренбойм А.Б., Шлифштейн А.И. Газодинамический расчёт холодильных центробежных компрессоров. М.: Машиностроение, 1980. 152 с.
7. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. М.: Машиностроение, 1971. 670 с.
8. Бобков А.В., Краев М.В., Соболев А.Н. Улучшение структуры потока в колесе малорасходного центробежного насоса // Гидродинамика больших скоростей: Межвузовский сб. Красноярск: КрПИ, 1986. С. 87–92.
9. Богомолов Е.Н. Гидродинамика вторичных течений в турбомашинах: Уч. пособие. В 2 ч. Возникновение и свойства вторичных течений. Рыбинск: РГТА, 1998. Ч. 1. 77 с.
10. Богомолов Е.Н. Рабочие процессы в охлаждаемых турбинах газотурбинных двигателей с перфорированными лопатками. М.: Машиностроение, 1987. 160 с.
11. Богомолов Е.Н., Ремизов А.Е. Влияние смыкания вторичных течений на характеристики сопловой решётки газовой турбины // Изв. вузов. Машиностроение. 1993. № 10–12. С. 53–60.
12. Боровский Б.И. Энергетические параметры и характеристики высокооборотных лопатных насосов. М.: Машиностроение, 1989. 184 с.
13. Васильцов Э.А., Невелич В.В. Герметичные электронасосы. Л.: Машиностроение, 1968. 260 с.
14. Вейнберг Д.М., Верещагин В.П., Мирошник О.М. и др. Уникальные электромеханические бортовые системы орбитальной космической станции "Мир". М.: Наука, 2001. 55 с.
15. Вильнер Я.М., Ковалёв Я.Т., Некрасов Б.Б. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. Минск: Вышэйш. школа, 1976. 416 с.
16. Высокооборотные лопаточные насосы / Под ред. Б.В. Овсянникова и В.Ф. Чебаевского. М.: Машиностроение, 1975. 336 с.

17. Гидродинамика потока в рабочих колёсах центробежных турбомашин: Учеб. пособие / С.Н. Шкарбуль, А.С. Жарковский. СПб.: СПбГТУ, 1996. 357 с.
18. Глушицкий И.В. Охлаждение бортовой аппаратуры авиационной техники. М.: Машиностроение, 1987. 184 с.
19. Гмурман В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика. М.: Высш. школа, 1977. 479 с.
20. Гостелов Дж. Аэродинамика решеток турбомашин. М.: Мир, 1987. 392 с.
21. Гречаниченко Ю.В., Нестеренко В.А. Вторичные течения в решётках турбомашин. Харьков: Вища школа, 1983. 120 с.
22. Двирный В.В. Технологические особенности агрегатов автоматики систем терморегулирования космических аппаратов с длительным сроком активного существования: Дис. ... канд. техн. наук в форме научного доклада / СибАА. Красноярск, 1993. 44 с.
23. Двирный В.В., Краев М.В. Малорасходные автономные нагнетатели. Красноярск: Изд-во КрГУ, 1985. 152 с.
24. Дементьев Г.П., Захаров А.Г., Казаров Ю.К. Физико-технические основы создания и применения космических аппаратов. М.: Машиностроение, 1987. 264 с.
25. Елисеев А.С. Техника космических полётов. М.: Машиностроение, 1983. 307 с.
26. Епифанова В.И. Компрессорные и расширительные турбомашин радиального типа. М.: Машиностроение, 1984. 376 с.
27. Жарковский А.А., Гряно Л.П., Плешанов В.Д. Автоматизированное проектирование рабочего колеса центробежного насоса: Учеб. пособие. СПб.: Изд-во СПбГТУ, 1997. 108 с.
28. Идельчик И.Е. Аэрогидродинамика технологических аппаратов. (Подвод, отвод и распределение потока по сечению аппаратов). М.: Машиностроение, 1983. 351 с.
29. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М.О. Штейнберга. М.: Машиностроение, 1992. 672 с.
30. Кампасти Н. Аэродинамика компрессоров: Пер. с англ. М.: Мир, 2000. 688 с.
31. Космические аппараты / Под общ. ред. К.П. Феоктистова. М.: Воениздат, 1983. 319 с.
32. Краев М.В., Кишкин А.А., Сизых Д.Н. Гидродинамика малорасходных насосных агрегатов. Красноярск: СибАА, 1998. 157 с.
33. Краев М.В., Лукин В.А., Овсянников Б.В. Малорасходные насосы авиационных и космических систем. М.: Машиностроение, 1985. 128 с.
34. Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередач / Под ред. С.С. Руднева и Л.Г. Подвиза. М.: Машиностроение, 1974. 416 с.
35. Лопастные насосы: Справочник/ В.А.Зимницкий, А.В.Каплун, А.Н.Папир, В.А.Умов; Под общ. ред. В.А.Зимницкого и В.А.Умова. Л.: Машиностроение, 1986. 334 с.

36. Малозёмов В.В., Кудрявцева Н.С. Оптимизация систем терморегулирования космических аппаратов. М.: Машиностроение, 1988. 134 с.
37. Мисюра В.И., Овсянников Б.В., Присняков В.Ф. Дисковые насосы. М.: Машиностроение, 1986. 112 с.
38. Многоразовый орбитальный корабль "Буран"/ Ю.П. Семенов, Г.Е. Лозино-Лозинский, В.Л. Лапыгин, В.А. Тимченко и др.: Под ред. Ю.П. Семенова и др. М.: Машиностроение, 1995. 448 с.
39. Наталевич А.С. Воздушные микротурбины. 2-е изд., доп. М.: Машиностроение, 1979. 192 с.
40. Наумов В.В. Выбор параметров расчётного режима малорасходных центробежных насосов с низким коэффициентом быстроходности // Вопросы радиоэлектроники. Серия: Тепловые режимы, термостатирование и охлаждение радиоэлектронной аппаратуры. 1981. Вып. 1. С. 59–65.
41. Негорючие теплоносители и гидравлические жидкости. Справочное руководство / Под ред. А.М. Сухотина. М.: Химия, 1979. 360 с.
42. Овсянников Б.В. Роторный турбонасосный агрегат ракетного двигателя // Двигатели и энергетические установки летательных аппаратов. Вестник МАИ. 1994. Т.1. №2. С. 20–24.
43. Овсянников Б.В., Бобков А.В. Геометрическая модель течения в малоразмерных колёсах центробежных насосов // Научно-технические проблемы современного гидромашиностроения и методы их решения. Тр. международной научно-технической конференции. СПб.: Нестор, 2001. С. 49–53.
44. Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1986. 376 с.
45. Патент РФ 2132001 МКИ⁶ F04D 13/06. Герметичный электронасосный агрегат / Н.И. Белоусов, Л.Л. Дондэ. № 97114589/06. Заявл. 26.08.97; Опубл. 20.06.99. Бюл. № 17.
46. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. М.: Машгиз, 1960. 683 с.
47. Ремизов А.Е. Экспериментальное исследование турбинных решёток при доминирующем влиянии вторичных течений с целью усовершенствования методов аэродинамического проектирования энергонапряжённых газотурбинных двигателей: Дис. ... канд. техн. наук / Рыбинский авиационный технологический ин-т. Рыбинск, 1994. 256 с.
48. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. Л.: Машиностроение, 1981. 351 с.
49. Селезнёв К.П., Галёркин Ю.Б. Центробежные компрессоры. Л.: Машиностроение, 1982. 271 с.
50. Селезнёв К.П., Подобуев Ю.С., Анисимов С.А. Теория и расчёт турбокомпрессоров. Л.: Машиностроение, 1968. 408 с.
51. Селезнёв К.П., Шкарбуль С.Н. Некоторые критерии, определяющие течение в элементах проточной части турбомашин // Энергомашиностроение. 1972. № 9. С. 19–22.

52. Соколов Ю.Н. Основы единой теории лопастных машин (насосов, вентиляторов, воздуходувок). Томск: ТПИ, 1973. 217 с.
53. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы. М.: ГНТИ, 1960. 463 с.
54. Степанов Ю.Г. Гидродинамика решёток турбомашин. М.: Физматгиз, 1962. 512 с.
55. Таганов Г.И. Выравнивающее действие сеток в потоках жидкостей и газов. Тр. ЦАГИ, 1947. Вып. 604. 14 с.
56. Теория и расчёт турбокомпрессоров: Учеб. пособие для студентов вузов машиностроительных специальностей. / К.П.Селезнёв, Ю.Б.Галеркин, С.А.Анисимов и др.; Под общ. ред. К.П.Селезнёва. 2-е изд., Л.: Машиностроение, 1986.–392 с.
57. Терещенко Ю.М. Аэродинамика компрессорных решёток. М.: Машиностроение, 1979. 118 с.
58. Толяренко Н.В. Основы проектирования орбитальных станций: Учеб. пособие. М.: МАИ, 1994. 64 с.
59. Туник А.Т. Охлаждение РЭА жидкими диэлектриками. М.: Советское радио, 1973. 248 с.
60. Хиршель Э., Кордулла В. Сдвиговое течение сжимаемой жидкости. Численный расчёт пограничного слоя: Пер. с англ. М.: Мир, 1987. 248 с.
61. Холщёвников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчёт авиационных лопаточных машин. М.: Машиностроение, 1986. 432 с.
62. Хорошев Г.А., Петров Ю.И., Егоров Н.Ф. Борьба с шумом вентиляторов. М.: Энергоиздат, 1981. 144 с.
63. Чжен П. Управление отрывом потока. М.: Мир, 1979. 552 с.
64. Шкарбуль С.Н., Авдеев Н.П., Жарковский А.А., Резунков Ю.А. Исследование влияния управления пограничным слоем в центробежных колесах на их эффективность // Энергомашиностроение. 1976. № 2. С. 16–18.
65. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1974. 711 с.
66. Юферов Ф.М. Электрические машины автоматических устройств. – М.: Высш. школа, 1988. 479 с.
67. Eckardt D. Detailed flow investigations within speed centrifugal compressor impeller // Trans ASME Journal of Fluids Engineering 98. 1976. P. 390–402.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
ГЛАВА 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О РАБОТЕ СИСТЕМ ТЕРМОРЕГУЛИРОВАНИЯ.....	10
1.1. Классификация СТР.....	10
1.2. Выбор насоса для СТР	17
1.3. Исходные данные для проектирования насоса СТР	23
1.3.1. Свойства теплоносителей.....	23
1.3.2. Гидравлическая характеристика тракта СТР.....	25
1.4. Согласование гидравлических характеристик насоса и циркуляционного тракта СТР.....	28
ГЛАВА 2. ОСОБЕННОСТИ МАЛОРАСХОДНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ	33
2.1. Условие оптимизации конструкции при снижении расхода рабочего тела через насос	33
2.2. Соотношения скоростей потока в рабочем колесе малорасходного центробежного насоса	37
2.2.1. Отношение скоростей w_1/u_2	38
2.2.2. Коэффициент расхода c_{2m}/u_2	41
2.3. Значения расходного параметра q	48
2.4. Число Рейнольдса	48
ГЛАВА 3. МАСШТАБИРОВАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА.....	52
3.1. Коэффициенты масштабирования	52
3.2. Аналитическое условие кинематического подобия.....	54
3.3. Изменение выходных параметров насоса.....	57
3.3.1. Напор насоса	57
3.3.2. Расход рабочего тела через насос	60
3.4. Потери энергии в насосе.....	63
3.4.1. Гидравлические потери	64
3.4.2. Объёмные утечки рабочего тела	68
3.4.2.1 Диспропорциональное масштабирование щелевого уплотнения насоса	73
3.4.3. Потери на дисковое трение.....	80
ГЛАВА 4. ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ПОТОКА В КАНАЛАХ МАЛОРАЗМЕРНОГО РАБОЧЕГО КОЛЕСА	82
4.1. Характер течения в рабочем колесе центробежного нагнетателя.....	82
4.2. Влияние параметров пограничного слоя на развитие вихревых структур в межлопаточных каналах	87
4.3. Визуализация картин течения в МРК	90

Научное издание

Александр Викторович Бобков

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ
СИСТЕМ ТЕРМОРЕГУЛИРОВАНИЯ
КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ

Художник *Р.К. Стукалова*

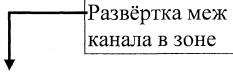
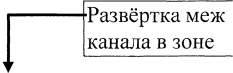
Редактор *Л.М. Смирнова*

Отпечатано с готового оригинал-макета
предоставленного автором

Изд. лиц. ИД № 05497 от 01.08.2001 г. Подписано к печати 25.02.2003 г.
Гарнитура «Таймс». Бумага офсетная. Формат 60х84/16. Печать офсетная.
Усл.п.л. 13,5. Уч.-изд.л. 12,7. Тираж 150 экз. Заказ 58

Отпечатано в типографии ГУП «Издательство “Дальнаука”» ДВО РАН
690041, г. Владивосток, ул. Радио, 7

Замеченные опечатки

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть
2	2 сверху	...космических аппаратов: / Владивосток: Дальнаука, 2003. 217 с.	...космических аппаратов. – Владивосток: Дальнаука, 2003. - 217 с.
28	4 сверху	$\Delta p_{гс}$ на основе ...	$\Delta p_{гс}$. На основе ...
48	Формула (2.25)	L_k	$q = \bar{c}_{2м} \cdot \text{ctg} \beta_{2л}$
48	Рис. 2.10 Рис. 2.10	Ось абсцисс: $\dot{V}$ Ось ординат: $\dot{V}$, град	Ось абсцисс: b_2 Ось ординат: $\beta_{2л}$, град
78	Таблица 3.2 (продолжение), формула В	$\lambda = \frac{1}{\left(2 \lg Re_{упл} \sqrt{\lambda L_{упл}} - 0.8\right)^2}$	$\lambda = \frac{1}{\left(2 \lg Re_{упл} \sqrt{\lambda^{(i-1)}} - 0.8\right)^2}$
125	Рис. 5.4 а	$\bar{F}=1$	$\bar{F}=10$
127	Рис. 5.6, (верхний горизонтальный участок стенового трубопровода)		
155	8 сверху 11 сверху	4. Балансовые ... 3. По результатам ...	3. Балансовые ... 4. По результатам ...
159	2 абзац сверху	... других методов управления потоком .выравнивающих ...	... других методов управления потоком. Тип и размеры выравнивающих...
168	Рис. 6.8		 РК без ВП
178	3 абзац сверху	Применительно к насосам СТР...	Применительно к насосу СТР...
179	Концевая сноска	¹ Конструктивные ...	¹¹ Конструктивные ...
180	2 абзац сверху	$n=(2800...4500)$ об/мин	$n=(2800...4900)$ об/мин
195	Рис. 7.9, разрез А-А	Поз. 4	Поз. 5